



**TUGAS AKHIR- TF 141581**

## **DESAIN *GAS BURNER* PADA MINI PLANT BOILER DI WORKSHOP INSTRUMENTASI**

**RINALDI ARISTIO**  
**NRP 2411100051**

Dosen Pembimbing  
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA.  
Ir. Roekmono, MT.

**JURUSAN TEKNIK FISIKA**  
**Fakultas Teknologi Industri**  
**Institut Teknologi Sepuluh Nopember**  
**Surabaya 2016**



FINAL PROJECT - TF 141581

***GAS BURNER DESIGN ON  
INSTRUMENTATION WORKSHOP MINI  
PLANT BOILER***

RINALDI ARISTIO  
NRP 2411 100 051

Supervisor  
Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA.  
Ir. Roekmono, M.T.

DEPARTMENT OF ENGINEERING PHYSICS  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016

# LEMBAR PENGESAHAN

## DESAIN GAS BURNER PADA MINI PLANT BOLIER DI WORKSHOP INSTRUMENTASI

### TUGAS AKHIR

Oleh :

**RINALDI ARISTIO**

**NRP.2411 100 051**

**Surabaya, 22 Januari 2016**

**Mengetahui/Menyetujui**

**Pembimbing I**

**Pembimbing II**

  
**Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA**  
**NIP.19650309 199002 1 001**

  
**Ir. Roekmono, MT**  
**NIP.19580908 198601 1 001**

**Ketua Jurusan  
Teknik Fisika FTI-ITS**

  
**Agus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.**  
**NIP. 19780902200312 1 002**

# LEMBAR PENGESAHAN

## DESAIN GAS BURNER PADA MINI PLANT BOILER DI WORKSHOP INSTRUMENTASI

### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Rekayasa Energi

Program Studi S-1 Jurusan Teknik Fisika

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**RINALDI ARISTIO**

**NRP. 2411100051**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA ..... (Pembimbing I)
2. Ir. Roekmono, M.T. .... (Pembimbing II)
3. Ir. Harsono Hadi, M.T., Ph.D. .... (Penguji I)
4. Nur Laila Hamidah, S.T., M.Sc. .... (Penguji II)
5. Murry Raditya, S.T., M.T. .... (Penguji III)

**SURABAYA**  
**JANUARI 2016**



## DESAIN GAS BURNER PADA MINI PLANT BOILER DI WORKSHOP INSTRUMENTASI

**Nama** : Rinaldi Aristio  
**NRP** : 2411100051  
**Jurusan** : Teknik Fisika, FTI - ITS  
**Pembimbing I** : Dr. Ir. Totok Soehartanto , DEA.  
**Pembimbing II** : Ir. Roekmono, M.T.

**Abstrak**— Tujuan dari penelitian ini adalah mendesain burner pada *mini plant boiler* di workshop instrumentasi dan mengetahui performanya dengan menggunakan variasi diameter dan *excess air factor*. Burner yang didesain menggunakan tipe *non-premixed burner* dengan penambahan *swirler*. Performa burner didapatkan dari simulasi CFD menggunakan model *Eddy Dissipation Model* (EDM) dengan parameter turbulensi *Realizable k-epsilon*. Analisa hasil simulasi yang dilakukan adalah pengaruh variasi diameter terhadap kontur temperatur dan pengaruh variasi *excess air factor* terhadap fraksi massa emisi gas buang dan efisiensi pembakaran. Pengurangan diameter *nozzle* menyebabkan panjang area temperatur adiabatik semakin panjang dan meningkatkan temperatur pada boiler. Peningkatan variasi *excess air factor* menyebabkan penurunan temperatur, fraksi massa emisi  $\text{NO}_x$ , CO dan hidrokarbon ( $\text{CH}_4$ ) pada setiap model diameter. Pada penelitian ini performa burner terbaik dihasilkan oleh variasi diameter 0.6 cm dengan nilai *excess air factor*  $\lambda = 1.4$  dengan hasil temperatur gas buang sebesar 1086.01 K dengan fraksi massa  $\text{NO}_x$   $1.36 \cdot 10^{-5}$ , fraksi massa hidrokarbon ( $\text{CH}_4$ ) sebesar  $2.59 \cdot 10^{-12}$ , fraksi massa CO sebesar  $2.87 \cdot 10^{-9}$  dan efisiensi pembakaran 93.8%.

**Kata Kunci**— *excess air factor, eddy dissipation model, non-premixed burner, CFD*

## ***GAS BURNER DESIGN ON INSTRUMENTATION WORKSHOP MINI PLANT BOILER***

**Name : Rinaldi Aristio**  
**NRP : 2411100051**  
**Departement : Engineering Physics – Faculty of Industrial  
Technology - ITS**  
**Supervisor I : Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA**  
**Supervisor II : Ir. Roekmono, M.T.**

*Abstract— The purpose of this study was to design a mini-burner on the boiler plant at the workshop instrumentation and knowing performance by using variation of diameter and excess air factor. Burner is designed using a type of non-premixed burner with swirler additions. Burner performance obtained from CFD simulations using models Eddy Dissipation Model (EDM) with parameters realizable k-epsilon turbulence. Analysis of the simulation results are the influence of diameter variation toward temperature contour and influence of excess air factor toward mass fraction of exhaust emissions and combustion efficiency. Reduction of nozzle diameter length result in adiabatic temperature area getting longer and increases the temperature of the boiler. Increased variation excess air factor result in decrease tempeatur, mass fraction emissions of NO<sub>x</sub>, CO and hydrocarbons (CH<sub>4</sub>) on every model diameter. In this study, the best burner performance generated by variation in the diameter 0.6 cm and excess air factor  $\lambda = 1.4$  with the results of exhaust gas temperature of 1086.01 K with  $1.36 \cdot 10^{-5}$  NO<sub>x</sub> mass fraction, mass fraction of hydrocarbons (CH<sub>4</sub>) of  $2.59 \cdot 10^{-12}$ , CO mass fraction of  $2.87 \cdot 10^{-9}$  and 93.8% combustion efficiency.*

***Kata Kunci— excess air factor, eddy dissipation model, non-premixed burner, CFD***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Tuhan YME karena atas berkat dan karunia-Nya, penulis mampu untuk menyelesaikan tugas akhir yang berjudul **“Desain Gas Burner Pada Mini Plant Boiler Di Workshop Instrumentasi”**

Tugas akhir ini disusun guna memenuhi persyaratan untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik pada Jurusan Teknik Fisika, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Selama menyelesaikan tugas akhir ini penulis telah banyak mendapatkan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu pada kesempatan ini penulis ingin mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orangtua penulis yang tiada hentinya memberikan doa dan dukungan baik secara moril maupun materiil sedari penulis kecil hingga menjadi sebesar ini
2. Bapak Dr. Ir. Totok Soehartanto, DEA dan Bapak Ir. Roekmono, M.T. selaku dosen pembimbing tugas akhir yang selalu memberikan arahan dan pencerahan kepada penulis dalam mengerjakan tugas akhir.
3. Bapak Dr. Syamsul Arifin, S.T., M.T. selaku dosen wali yang selalu memberikan motivasi kepada penulis selama menjadi mahasiswa di Jurusan Teknik Fisika FTI ITS
4. Bapak Ir. Harsono Hadi, M.T., Ph.D, Ibu Nur Laila Hamidah, S.T., M.sc. dan Bapak Murry Raditya, S.T., M.T. sebagai penguji Tugas Akhir penulis atas kritikan, saran dan masukan yang diberikan kepada penulis.
5. Bapak Ir. Sarwono, M.M. selaku Kepala Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian atas segala saran dan kemudahan dalam mengembangkan kemampuan di laboratorium
6. Bapak Agus Muhammad Hatta S.T., M.Si., Ph.D. selaku ketua Jurusan Teknik Fisika, FTI – ITS
7. Bapak dan Ibu dosen Teknik Fisika yang telah banyak memberikan ilmunya sehingga penulis dapat menyelesaikan jenjang kuliah sampai Tugas Akhir ini.



8. Teman-teman Teknik Fisika angkatan 2011 atas segala kebersamaanya selama empat tahun ini dan juga atas segala bantuan terhadap penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.
9. TA-wan energi atas segala kebersamaan, bantuan dan dukungan. Khususnya Zain, Fahmi, Yulia dan Abdi yang selalu membantu penulis dalam berdiskusi tentang tugas akhir yang dikerjakan
10. Teman-Teman HMI Komisariat Fisika Teknik khususnya Alfani, Elfa dan Meko atas bantuan dan dukungan yang diberikan kepada penulis.
11. Teman-teman KSE yang telah banyak membantu penulis dalam proses pengerjaan Tugas Akhir. Terutama Murrad dan Farid yang selalu siap membantu dan menjadi teman diskusi penulis
12. Semua pihak yang tidak bisa disebutkan satu persatu yang telah memberikan kontribusi terhadap penulis secara langsung dan tidak langsung

Penulis menyadari bahwa terdapat beberapa kekurangan dalam tugas akhir ini, tetapi penulis berharap hasil penelitian tugas akhir ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan dapat menambah wawasan bagi pembaca dan mahasiswa Teknik Fisika yang nantinya dapat digunakan sebagai referensi pengerjaan tugas akhir selanjutnya. Semoga hasil penelitian tugas akhir ini banyak memberikan manfaat bagi ilmu pengetahuan

Surabaya, 22 Januari 2016

Penulis



## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	v
ABSTRAK	ix
ABSTRACT	xi
KATA PENGANTAR	xiii
DAFTAR ISI	xv
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxi
DAFTAR SIMBOL	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan	3
1.5 Sistematika Laporan	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
2.1 Reaksi Pembakaran	7
2.1.1 Complete Combustion	8
2.1.2 Incomplete Combustion	8
2.2 Persamaan Reaksi Pembakaran	8
2.3 <i>Air fuel ratio</i> (AFR)	9
2.4 Pengaruh Excess Air	10
2.5 Gas Burner	13
2.5.1 Gas Burner Nozzle	13
2.5.2. Swirl Burner	14
2.6 Natural gas	15
2.7 Simulasi Menggunakan Computational Fluid Dynamic (CFD)	16

BAB III METODOLOGI PENELITIAN	23
3.1 Diagram Alir Penelitian	23
3.2 Perhitungan Numerik	23
3.2.1. Perhitungan Mass Flow Rate Bahan Bakar	24
3.2.2. Perhitungan Air-Fuel Ratio	25
3.2.3. Perhitungan mass flow rate udara	27
3.2.4. Perhitungan Variasi Kecepatan Aliran Bahan Bakar	27
3.2.5. Perhitungan Variasi Kecepatan Aliran Udara	28
3.2.6. Perhitungan swirl number	29
3.3 Desain Gas Burner	30
3.4 Simulasi CFD	32
3.4.1 Pre Processing	32
3.4.2. Boundary Condition dan Processing	35
3.4.3. Post Processing	39
3.5. Validasi Hasil	39
3.6. Variasi Excess Air Ratio Dan Jenis Bahan Bakar	40
3.7. Analisa data	40
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	45
4.1 Validasi Hasil Simulasi CFD	45
4.2 Data Hasil Simulasi CFD Pada <i>Gas Burner</i>	45
4.2.1 Hasil Simulasi Kontur Temperatur Variasi Dari diameter <i>nozzle</i>	46
4.2.2. Hasil Temperatur Pada Outlet (Gas Buang)	48
4.2.3. Hasil Emisi Hidrokarbon, NO <sub>x</sub> dan CO	49
4.3. Pengaruh <i>Excess air factor</i> Terhadap Efisiensi Pembakaran	53

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

61

### 5.1 Kesimpulan

61

### 5.2 Saran

61

## DAFTAR PUSTAKA

## LAMPIRAN

## BIOGRAFI PENULIS

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Grafik pengaruh excess air pada pembakaran	11
<b>Gambar 3.1</b>	Skema diagram alir penelitian Tugas Akhir	23
<b>Gambar 3.2</b>	Ukuran geometri ruang bakar	30
<b>Gambar 3.3</b>	Geometri burner pada design modeler a. Gas burner b. swirler	31
<b>Gambar 3.4</b>	Geometri ruang bakar pada <i>Design Modeler</i>	32
<b>Gambar 3.5</b>	Metode Meshing	33
<b>Gambar 3.6</b>	Hasil meshing geometri keseluruhan	33
<b>Gambar 3.7</b>	Meshing pada burner	34
<b>Gambar 3.8</b>	Salah satu contoh konvergensi pada simulasi CFD	37
<b>Gambar 4.1</b>	Kontur temperatur pada variasi diameter 0.6 cm	46
<b>Gambar 4.2</b>	Kontur temperatur pada variasi diameter 0.9 cm	47
<b>Gambar 4.3</b>	Kontur temperatur pada variasi diameter 1.2 cm	47
<b>Gambar 4.4</b>	Pengaruh <i>excess air factor</i> dengan rata-rata temperatur pada outlet	50
<b>Gambar 4.5</b>	Pengaruh <i>excess air factor</i> dengan fraksi massa $\text{CH}_4$	53
<b>Gambar 4.6</b>	Pengaruh <i>excess air factor</i> dengan fraksi massa CO	53
<b>Gambar 4.7</b>	Pengaruh <i>excess air factor</i> dengan fraksi massa $\text{NO}_x$	54
<b>Gambar 4.8</b>	Pengaruh <i>excess air factor</i> dengan efisiensi pembakaran	55



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	Komposisi gas alam	15
<b>Tabel 3.1</b>	Komposisi dan properti <i>Natural Gas</i>	24
<b>Tabel 3.2</b>	Perhitungan Oksigen Berdasarkan Fraksi Massa	26
<b>Tabel 3.3</b>	Perhitungan Oksigen yang Dibutuhkan	27
<b>Tabel 3.4</b>	Variasi kecepatan udara pada gas metana	29
<b>Tabel 3.5</b>	Spesifikasi geometri burner nozzle	30
<b>Tabel 3.6</b>	Spesifikasi swirler pada burner	31
<b>Tabel 3.7</b>	Parameter geometri burner	32
<b>Tabel 3.8</b>	Kondisi batas simulasi	35
<b>Tabel 3.8</b>	Model Simulasi di Fluent	36
<b>Tabel 3.10</b>	Metode Simulasi di Fluent	37
<b>Tabel 3.13</b>	Parameter Operasi Iterasi Pollutan NOx	38
<b>Tabel 4.1</b>	Perhitungan Fraksi Massa Gas Buang	40
<b>Tabel 4.1</b>	Validasi Hasil Simulasi dengan Hasil Perhitungan	45

## DAFTAR SIMBOL

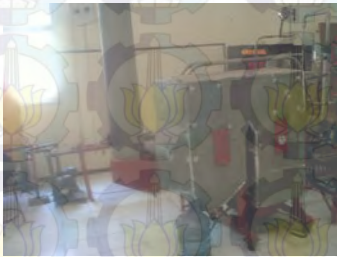
AFR	<i>Air to Fuel Ratio</i> [Tidak Berdimensi]
$\lambda$	<i>Excess Air Ratio</i> [Tidak Berdimensi]
F/A	<i>Fuel to air ratio</i> [Tidak Berdimensi]
$\rho$	Massa Jenis [ $\text{Kg/m}^3$ ]
A	Luas Penampang [ $\text{m}^2$ ]
T	Temperatur [K]
Q	<i>Volumetric Flowrate</i> [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
Cd	Koefisien Discharge[Tidak Berdimensi]
P	Tekanan [Pascal]
$\beta$	<i>Beta Ratio</i> [Tidak Berdimensi]
S	Swirl Number [Tidak Berdimensi]
$\varphi$	Sudut pada vane [ $^\circ$ ]
$d_o$	Diameter dalam swirler [m]
$d_i$	Diameter luar swirler [m]
v	Kecepatan aliran [m/s]
m	<i>Mass flowrate</i> [kg/s]
n	<i>Percent Excess air</i> [%]
$c_p$	Kalor spesifik Gas Buang [J/Kg.K]
$W_g$	Berat dari total fraksi massa gas buang [kg]



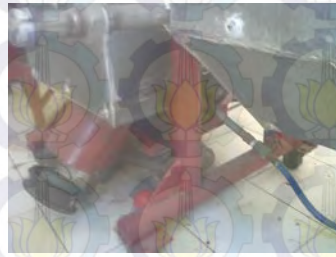
## BAB I PENDAHULUAN

### 1.1. Latar belakang

Proses pembakaran merupakan salah satu proses yang paling penting dalam menghasilkan energi. Pada mini plant boiler di Workshop Instrumentasi, proses pembentukan steam dilakukan dengan menggunakan proses pertukaran panas yang berasal dari pembakaran. Pada saat ini *Burner* yang ada pada mini plant boiler di workshop instrumentasi menggunakan bahan bakar cair yaitu kerosene (minyak tanah) dan bensin.



(a)



(b)

**Gambar 1.1** *Mini boiler* di Workshop Instrumentasi. (a) Bentuk keseluruhan, (b) *Burner* bahan bakar minyak

Proses pembakaran menggunakan bahan bakar cair memiliki beberapa kekurangan seperti polusi udara berupa Nitrogen dioksida ( $\text{NO}_x$ ), oksida sulfur ( $\text{SO}_2$  dan  $\text{SO}_3$ ) dan fraksi hidrokarbon yang lebih banyak dibandingkan bahan bakar gas. Biaya bahan bakar yang lebih tinggi dibanding jenis bahan bakar padat dan gas dan untuk menghasilkan efisiensi yang baik diperlukan konstruksi khusus.

Bahan bakar gas yang digunakan pada umumnya adalah gas alam. Natural gas mengandung komposisi metana rata-rata



sebesar 70-80 %. Bahan bakar gas memiliki kelebihan yaitu memiliki konten panas yang tinggi yang mampu menghasilkan temperatur yang tinggi, termasuk kedalam energi yang bersih, tidak menghasilkan asap, dan tidak memerlukan konstruksi *Burner* khusus. Selain itu ketersediaan, harga yang relatif murah, biaya investasi dan maintenance yang rendah dibandingkan dengan bahan bakar cair.<sup>[1]</sup>

Dari perbandingan tersebut peralihan dari bahan bakar cair menjadi gas pada mini plant boiler perlu dilakukan untuk memperoleh hasil pembakaran yang efisien dengan emisi dan biaya yang rendah. Proses peralihan tersebut tentu memerlukan *re-design burner* yang ada di *miniplant boiler*. Proses *re-design* yang dilakukan adalah perubahan geometri *Burner*. *Burner* yang telah didesain kemudian diuji menggunakan variabel *air-fuel ratio* (AFR). Variabel ini menentukan kualitas pembakaran. Kontrol dari *air-fuel ratio* (AFR) masih menjadi kunci utama dalam polusi emisi dan peningkatan efisiensi. AFR di definisikan sebagai perbandingan kuantitas udara dengan kuantitas dari bahan bakar yang diinjeksikan dan dicampur dengan kondisi stokiometri. Variabel ini menghasilkan karakteristik dari kualitas pembakaran dan peforma yang dihasilkan berdasarkan bahan bakar yang digunakan dan emisi yang dihasilkan.<sup>[2]</sup>

Dalam tugas akhir ini akan dilakukan perancangan ulang *burner* pada mini plant boiler menjadi *Burner* gas. Hasil rancangan gas *Burner* kemudian diuji performanya menggunakan variasi *excess air factor*. Perancangan gas *Burner* dilakukan menggunakan simulasi *Computational Fluid Dynamic* (CFD) dengan software ANSYS Fluent.

## 1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah disampaikan maka permasalahan yang muncul adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana desain nozzle gas *Burner* pada mini plant boiler di workshop instrumentasi?
2. Bagaimana pengaruh variasi diameter nozzle terhadap distribusi temperatur pada mini plant boiler?
3. Bagaimana pengaruh variasi *excess air factor* terhadap performa nozzle gas *Burner* yang telah didesain?

## 1.3. Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. *Burner* yang didesain adalah non-premixed swirl *Burner*
2. Jumlah vane pada swirler 16 buah dengan sudut vane  $45^\circ$
3. Variasi yang akan dilakukan adalah variasi diameter nozzle sebesar 0.6, 0.9, 1.2 cm dan variasi nilai excess air factor 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, dan 1.4
4. Bahan bakar yang digunakan adalah bahan bakar natural gas dengan spesifikasi tertentu <sup>[11]</sup>
5. Aliran fluida yang digunakan menggunakan *incompressible flow*
6. Metode Simulasi dengan menggunakan *Computational Fluid Dynamics*.

## 1.4. Tujuan

Tujuan dilakukannya penelitian tugas akhir ini ada dua macam, yaitu:

1. Mendesain nozzle gas *Burner* pada mini plant boiler di workshop instrumentasi.
2. Untuk mengetahui pengaruh variasi diameter nozzle terhadap distribusi temperatur pada mini plant boiler.
3. Untuk mengetahui pengaruh variasi excess air factor terhadap performa dari nozzle gas *Burner* yang telah didesain.

### **1.5. Sistematika Laporan**

Laporan penelitian Tugas Akhir ini akan disusun secara sistematis dibagi dalam beberapa bab, dengan perincian sebagai berikut :

#### **BAB I   Pendahuluan**

Bab ini berisi penjelasan latar belakang, perumusan masalah, tujuan penelitian, batasan masalah, dan sistematika laporan.

#### **BAB II   Dasar Teori**

Pada bab ini membahas secara singkat teori-teori yang mendasari pengerjaan Tugas Akhir ini, selain itu juga terdapat penjelasan tentang teori-teori tersebut.

#### **BAB III   Metodologi Penelitian**

Dalam bab ini akan dijelaskan mengenai detail tahapan-tahapan yang harus dilalui untuk mencapai tujuan dan simpulan akhir dari penelitian.

#### **BAB IV   Analisa Data dan Pembahasan**

Bab ini merupakan tindak lanjut dari Bab III, pada bab ini akan dilakukan analisis terhadap simulasi yang telah dilakukan menggunakan CFD, setelah dilakukan analisis sesuai dengan kebutuhan dan tujuan yang ingin dicapai maka selanjutnya dilakukan pembahasan terhadap analisis data yang telah dilakukan, pembahasan yang dilakukan disesuaikan dengan tujuan yang ingin dicapai.

#### **BAB V   Kesimpulan dan Saran**

Bab ini berisi tentang kesimpulan pokok dari seluruh penelitian atau Tugas Akhir yang telah dilakukan dan saran yang dapat dijadikan sebagai pengembangan penelitian selanjutnya.



## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1. Reaksi Pembakaran**

Pembakaran adalah serangkaian reaksi-reaksi kimia eksotermal antara bahan bakar dan oksidan berupa udara yang disertai dengan produksi energi berupa panas dan konversi senyawa kimia. Pelepasan panas dapat mengakibatkan timbulnya cahaya dalam bentuk api. Bahan bakar yang umum digunakan dalam pembakaran adalah senyawa organik, khususnya hidrokarbon dalam fasa gas, cair atau padat. Pembakaran yang sempurna dapat terjadi jika ada oksigen dalam prosesnya. Oksigen ( $O_2$ ) merupakan salah satu elemen bumi paling umum yang jumlahnya mencapai 20.9% dari udara. Bahan bakar padat atau cair harus diubah ke bentuk gas sebelum dibakar. Biasanya diperlukan panas untuk mengubah cairan atau padatan menjadi gas. Bahan bakar gas akan terbakar pada keadaan normal jika terdapat udara yang cukup. Hampir 79% udara (tanpa adanya oksigen) merupakan nitrogen, dan sisanya merupakan elemen lainnya. Nitrogen dianggap sebagai pengencer yang menurunkan suhu yang harus ada untuk mencapai oksigen yang dibutuhkan untuk pembakaran. Nitrogen mengurangi efisiensi pembakaran dengan cara menyerap panas dari pembakaran bahan bakar dan mengencerkan gas buang. Nitrogen juga mengurangi transfer panas pada permukaan alat penukar panas, juga meningkatkan volume hasil samping pembakaran, yang juga harus dialirkan melalui alat penukar panas sampai ke cerobong.

Nitrogen ini juga dapat bergabung dengan oksigen (terutama pada suhu nyala yang tinggi) untuk menghasilkan oksida nitrogen ( $NO_x$ ), yang merupakan pencemar beracun. Karbon, hidrogen dan sulfur dalam bahan bakar bercampur dengan oksigen di udara membentuk karbon dioksida, uap air dan sulfur dioksida, melepaskan panas masing-masing 8.084 kkal, 28.922 kkal dan 2.224 kkal. Pada kondisi tertentu, karbon juga dapat bergabung dengan oksigen membentuk karbon monoksida, dengan



melepaskan sejumlah kecil panas (2.430 kkal/kg karbon). Karbon terbakar yang membentuk  $\text{CO}_2$  akan menghasilkan lebih banyak panas per satuan bahan bakar daripada bila menghasilkan CO atau asap. Terdapat bermacam-macam jenis pembakaran yang dapat dijelaskan pada poin-poin berikut ini :

#### 2.1.1. *Complete combustion*

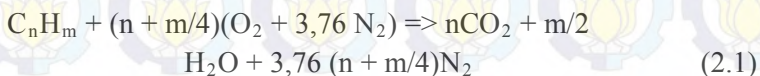
Pada pembakaran sempurna, reaktan akan terbakar dengan oksigen, menghasilkan sejumlah produk yang terbatas. Ketika hidrokarbon yang terbakar dengan oksigen, maka hanya akan dihasilkan gas karbon dioksida dan uap air. Namun kadang kala akan dihasilkan senyawa nitrogen dioksida yang merupakan hasil teroksidasinya senyawa nitrogen di dalam udara. Pembakaran sempurna hampir tidak mungkin tercapai pada kehidupan nyata.

#### 2.1.2. *Incomplete combustion*

Pembakaran tidak sempurna umumnya terjadi ketika tidak tersedianya oksigen dalam jumlah yang cukup untuk membakar bahan bakar sehingga dihasilkannya karbondioksida dan air. Pembakaran yang tidak sempurna menghasilkan zat-zat seperti karbondioksida, karbon monoksida, uap air dan karbon. Pembakaran yang tidak sempurna sangat sering terjadi, walaupun tidak diinginkan, karena karbon monoksida merupakan zat yang sangat berbahaya bagi manusia. Kualitas pembakaran dapat ditingkatkan dengan perancangan media pembakaran yang lebih baik dan optimisasi proses.

### 2.2. **Persamaan Reaksi Pembakaran**

Persamaan reaksi pembakaran teoritis antara hidrokarbon dengan udara adalah sebagai berikut:



Persamaan diatas menyatakan perbandingan stokiometris dari udara-bahan bakar yang tersedia cukup oksigen untuk mengubah seluruh bahan bakar menjadi produk yang bereaksi sempurna AFR stoikometris tergantung komposisi kimia bahan bakar.<sup>[3]</sup>

### 2.3. *Air fuel ratio (AFR)*

Air Fuel Ratio (AFR) merupakan perbandingan massa udara yang ada selama proses pembakaran. Ketika semua bahan bakar bergabung dengan udara bebas, campuran tersebut berdasarkan reaksi kimia setimbang dan perbandingan AFR ini disebut dengan campuran stoikiometrik. Dalam proses pembakaran hal yang sering diperhatikan adalah jumlah udara dan bahan bakar. Ratio massa udara dengan massa bahan bakar tersebut biasa disebut dengan *Air fuel ratio* (AFR) Merupakan proporsi antara bahan bakar dan udara selama pembakaran. Air fuel ratio (AFR) didapatkan dibandingka baik dalam jumlah massa ataupun dalam jumlah volume. Persamaan AFR dapat dituliskan dalam Persamaan 2.2.

$$AFR = \frac{m_{fuel}}{m_{air}} = \frac{V_{fuel}}{V_{air}} \quad (2.2)$$

*Relative Air/Fuel Ratio* ini memberikan parameter informasi yang lebih guna menetapkan komposisi campuran udara-bahan bakar yang baik. Jika:

$\lambda > 1$  : maka campuran itu miskin

$\lambda < 1$  : maka campuran itu kaya

Lambda ( $\lambda$ ) dapat digunakan sebagai suatu alternatif untuk mewakili AFR. Lambda ( $\lambda$ ) merupakan ukuran untuk mengetahui seberapa besar stoikiometri tersebut berperan dalam

campuran. Suatu campuran dikatakan campuran kaya bahan bakar, bila lamda ( $\lambda$ )  $>1$ , sedangkan campuran dikatakan kurus bahan bakar bila  $\lambda < 1$ . Sementara itu, campuran dikatakan ideal atau sesuai dengan stoikiometri bila  $\lambda \approx 1$ .<sup>[3]</sup> Jika jumlah lamda sama dengan 1 maka dikatakan setimbang, jika kurang dari 1 disebut campuran kental dan jika lebih besar dari 1 disebut campuran miskin. Hubungan langsung antara lamda ( $\lambda$ ) dan stoikiometrik dapat dihitung melalui harga lamda ( $\lambda$ ) yang telah diketahui, perkalian lamda ( $\lambda$ ) hasil pengukuran terhadap AFR stoikiometrik untuk bahan bakar yang dimaksud. Untuk memperoleh harga lamda ( $\lambda$ ) dari nilai (F/A), dapat dihitung melalui pembagian F/A terhadap AFR stoikiometri. Biasanya lamda untuk bahan bakar sekitar 1,4 – 1,6. Persamaan reaksi ini dapat ditulis dengan:

$$\lambda = \frac{(F/A)}{(F/A)_{\text{stoikiometrik}}} \quad (2.3)$$

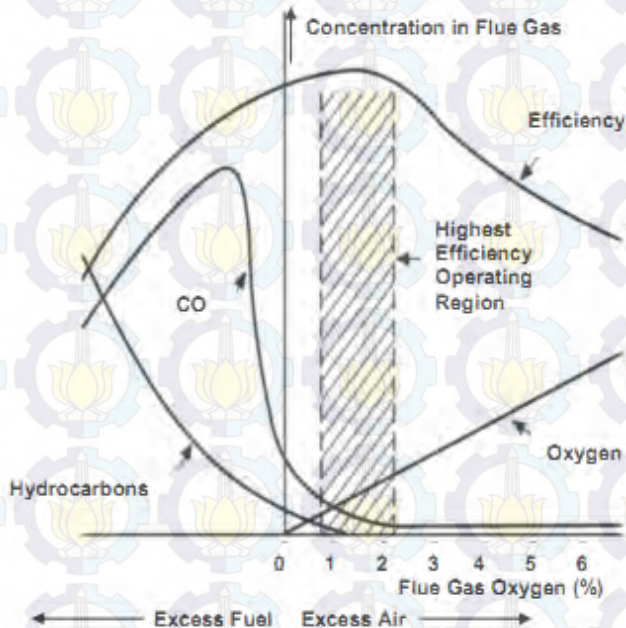
Jika oksigen yang dibutuhkan tercukupi, bahan bakar hidrokarbon dapat dioksidasi secara sempurna. Karbon didalam bahan bakar kemudian berubah menjadi karbon dioksida  $\text{CO}_2$  dan hydrogen berubah menjadi uap air  $\text{H}_2\text{O}$ . Jika jumlah udara yang diberikan kurang dari yang dibutuhkan secara stoikiometri maka akan terjadi campuran kaya akan bahan bakar. Produk dari campuran kaya akan bahan bakar adalah  $\text{CO}$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ , dan HC (Hidrokarbon tidak terbakar). Jika jumlah udara yang diberikan lebih besar dari kebutuhan maka akan terjadi campuran miskin bahan bakar.

#### 2.4. Pengaruh Excess Air

Pada kondisi stoikiometrik atau sempurna, banyaknya jumlah bahan bakar dan oksigen yang dikombinasikan terkonsumsi habis, tanpa ada sisa oksigen yang tidak terkombinasi. Ketika tidak tersedia udara yang cukup untuk proses pembakaran, maka terdapat sisa bahan bakar yang tidak terbakar menghasilkan ineffisiensi pada pembakaran dan emisi



yang tidak di inginkan. Pada kondisi sesungguhnya, diperlukan excess air untuk menghasilkan proses pembakaran yang sempurna atau (complete). Dan yang menjadi masalah adalah banyak orang tidak tahu berapa banyak excess air yang harus diberikan. Ini dikarenakan excess air menghasilkan oksigen yang tidak dikonsumsi dalam proses pembakaran. oksigen tersebut menyerap panas yang ada sehingga menghasilkan loss pada gas buang.<sup>[4]</sup>



**Gambar 2.1** Grafik pengaruh excess air pada pembakaran<sup>[4]</sup>

Perhitungan efisiensi pembakaran dapat diekspresikan dengan presentase dan ditentukan melalui substraksi masing-masing spesies pembakaran pada gas buang. Loss akibat gas kering dan panas laten akibat konten hidrogen merupakan sumber dari loss pada gas gas buang. berikut ini adalah perhitungan dasar untuk



menghitung efisiensi yang dijelaskan pada ASME power test code 4.1 dan dapat di aplikasikan selain dari loss pada gas buang untuk menentukan efisiensi sistem melalui metode heat loss<sup>[5]</sup> :

$$Efisiensi = 100 - \frac{\text{Dry losses}}{\text{Fuel Heating value}} * 100 \quad (2.4)$$

$$\text{Heat loss pada outlet} = L_g + L_h + L_m + L_{co} \quad (2.5)$$

Dimana :

- $L_g$  = heat loss akibat dry gas
- $L_h$  = heat loss akibat kelembapan dari hidrogen
- $L_m$  = heat loss akibat kelembapan di bahan bakar
- $L_{co}$  = heat loss akibat pembentukan CO

*Heat loss akibat gas kering ( $L_g$ )*

$$L_g = W_g * C_p * (T_{\text{outlet}} - T_{\text{supply}}) \quad (2.6)$$

Dimana :

- $W_g$  = Berat gas buang per pound
- $C_p$  = Kalor spesifik dari gas buang
- $T_{\text{flue}}$  = Temperatur Gas buang
- $T_{\text{supply}}$  = Temperatur suplai udara

*Heat loss akibat H<sub>2</sub>O pada pembakaran hydrogen ( $L_h$ )*

$$L_h = 8.936 * H * (h_l - h_{rw}) \quad (2.7)$$

Dimana :

- 8.936 = Berat air yang dibentuk untuk setiap atom hidrogen
- $H$  = fraksi konten hidrogen
- $h_l$  = entalpi air pada gas buang
- $h_{rw}$  = entalpi air sebagai *saturated liquid* pada suplai

### *Heat loss akibat kelembapan pada bahan bakar ( $L_m$ )*

$$L_m = \text{fraction fuel moisture} * (hl - hrw) \quad (2.8)$$

Dimana :

$hl$  = entalpi air pada gas buang

$hrw$  = entalpi air sebagai *saturated liquid* pada suplai

### *Heat loss akibat pembentukan carbon monoksida ( $L_{co}$ )*

$$L_{co} = \frac{\%CO}{\%CO_2 + \%CO} \quad (2.9)$$

Dimana :

$C_b$  = konten fraksi karbon

## **2.5. Gas Burner**

Gas burner adalah sebuah alat untuk menghasilkan api untuk memanaskan produk menggunakan bahan bakar gas seperti natural gas, ecetylene dan propane. Beberapa burner membutuhkan udara untuk dicampur dengan bahan bakar gas sehingga menghasilkan pembakaran yang sempurna.

### **2.5.1. Gas Burner Nozzle**

Burner nozle memiliki bermacam-macam jenis. Jenis yang paling umum digunakan adalah dengan menggunakan konfigurasi yang mirip orifice. Salah satu koefisien yang paling penting pada desain burner adalah *discharge coefficient*. Pada umumnya dalam industri *discharge coefficient* berada pada range 0.6-0.9. *discharge coefficient* dapat dicari melalui perhitungan<sup>[1]</sup> :

$$Q = \frac{Cd}{(1 - \beta)^{1/2}} A \left( \frac{2\Delta p}{\rho} \right)^{1/2} \quad (2.10)$$

Dimana :

$Q$  = Volumetrik *flow rate* ( $m^3/s$ )

$Cd$  = *dicharge coefficient*

- B = Beta ratio (Perbandingan  $d/D$ )  
 A = Luasan nozzle ( $m^2$ )  
 $\Delta p$  = perbedaan tekanan upstream dan downstream  
 $\rho$  = densitas aliran ( $kg/m^3$ )

### 2.5.2. Swirl Burner

Pengapian pada burner, aerodinamika dan kondisi pembakaran pada ruang bakar semua dipengaruhi oleh konstruksi dan pengaturan dari burner. Performa dari burner menentukan peralatan pembakaran dapat bekerja dengan baik dan ekonomis. Burner memiliki berbagai macam jenis. Berdasarkan prinsipnya, operasi dari burner diklasifikasikan menjadi dua tipe. Tipe tersebut adalah tipe swirl dan tipe direct. Swirl burner menggunakan guiding vane untuk memberikan bentuk swirling pada udara untuk pembakaran. ini menciptakan zona resirkulasi yang akan membantuk pengapian dari bahan bakar sekaligus mempertahankan bentuk api. Resirkulasi juga membantu mengakselerasi proses pencampuran bahan bakar dan udara. Swirl burner memiliki konstruksi, kondisi aerodinamika dan bentuk api yang berbeda dengan direct burner. Swirler burner seringkali digunakan pada *packaged boiler* dan *wall fired boiler*.<sup>[6]</sup> Salah satu faktor yang mempengaruhi karakteristik swirl burner adalah swirl number (S). Swirl number merepresentasikan level kekuatan dari swirl. Swirl number ( $S \leq 0.4$ ) disebut low swirl karena kecepatan dari swirl tidak menyebabkan struktur aliran berubah secara drastis.<sup>[7]</sup> Swirl number ( $S \geq 0.6$ ) merupakan high swirl karena gradient tekanan radial dan axial cukup besar untuk mempengaruhi struktur aliran.<sup>[8]</sup>

Penentuan swirling number dapat ditentukan melalui persamaan berikut :

$$S = \frac{\int_{R_i}^{R_0} v w r^2 dr}{\int_{R_i}^{R_0} v^2 r dr} \quad (2.11)$$

Dimana :

$v$  = axial mean velocity (m/s)



$w$  = Tangential mean velocity (m/s)

$r$  = lokasi radial (m)

untuk kasus pada straight vane dapat diperoleh nilai swirl number sebagai berikut <sup>[9]</sup>:

$$S = \frac{2}{3} * \frac{(1 - (\frac{d_o}{d_1})^3)}{(1 - (\frac{d_o}{d_1})^2)} * \tan \phi \quad (2.12)$$

Dimana :

$d_o$  = diameter dalam swirler

$d_1$  = diameter luar swirler

$\phi$  = sudut pada vane

## 2.6. Natural gas

Natural gas merupakan bahan bakar fosil yang memiliki komposisi utama gas metana, etana, propana, nitrogen, oksigen dan senyawa hidrokarbon berat lainnya.

**Tabel 2.1** Komposisi gas alam <sup>[10]</sup>

Metana	CH <sub>4</sub>	70-90%
Etana	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	0-20%
Propana	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	
Butana	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	
Hidrogen Sulfida	H <sub>2</sub> S	0-5%
Oksigen	O <sub>2</sub>	0-8%
Nitrogen	N <sub>2</sub>	0-5%
Karbon Dioksida	CO <sub>2</sub>	0-8%
Gas Mulia	He, Ne, Ar, Xe	sisa

Natural gas memiliki higher calorific value atau higher heating value sebesar 36000-39000 kJ/m<sup>3</sup>.



## 2.7 Simulasi Menggunakan Computational Fluid Dynamic (CFD)

CFD merupakan metode numeric yang dapat digunakan untuk memprediksikan aliran fluida, perpindahan panas dan reaksi dalam sistem yang kompleks. CFD banyak diaplikasikan secara luas baik di dunia industri maupun selain industri. Bertujuan untuk mengurangi waktu dan biaya yang diperlukan dalam mendesain model. Dalam menganalisis masalah aliran fluida terdapat tiga tahapan dalam proses simulasi CFD, yaitu :

### ***Pre-processing***

*Pre processing* adalah suatu proses awal pada simulasi CFD, dimana pada proses ini dilakukan pendefinisian geometri yang telah dibuat sebelumnya pada *design modeler*. Pendefinisian tersebut dilakukan dalam bentuk domain dan kondisi batas atau *boundary condition*. Pada tahapan ini juga dilakukan pendefinisian kondisi awal dan pemasukan nilai parameter fisika yang sesuai dengan kondisi sebenarnya. Selanjutnya dilakukan tahapan berikutnya yaitu *solving*.

### ***Solving***

*Solving* adalah tahapan dalam simulasi CFD yang dilakukan dengan cara menghitung data parameter fisika yang telah dimasukkan bersamaan dengan model geometri. Perhitungan ini dilakukan dengan menggunakan metode numerik seperti elemen hingga, beda hingga dan volume hingga. Pada tahapan *solving* ini akan dilakukan proses iterasi data hingga mendapatkan nilai error sesuai dengan batas error yang telah ditentukan atau dapat dikatakan sudah konvergen. Lalu tahapan selanjutnya adalah proses *post – processing*.

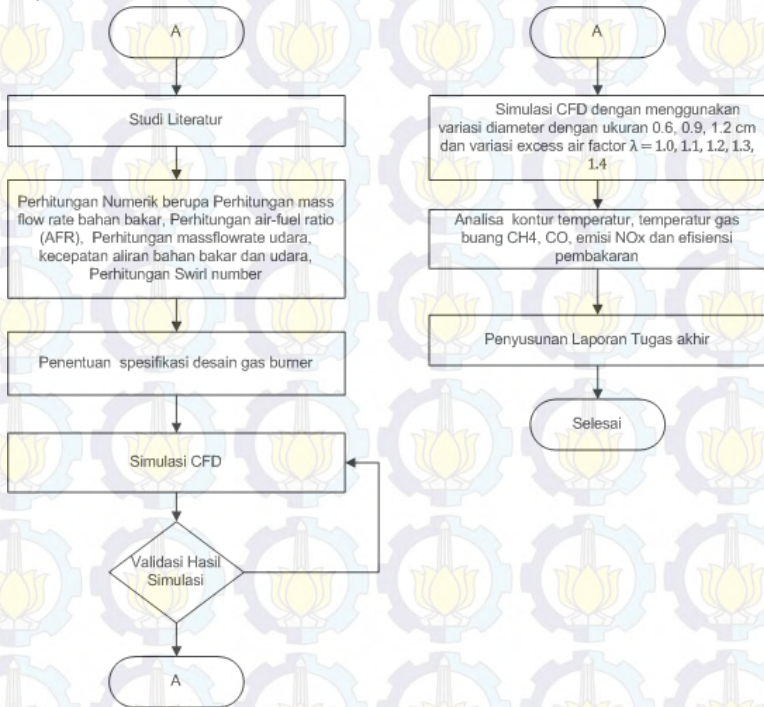
### ***Post-processing***

*Post-processing* adalah tahapan terakhir dalam simulasi CFD., dimana dalam tahapan ini kita dapat mengetahui profil aliran, seperti kontur kecepatan, tekanan, suhu dan lain-lain. Lalu kita juga dapat mengetahui nilai variable yang ingin ditinjau.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1. Diagram Alir Penelitian

Secara umum tahapan penelitian Tugas Akhir ini dapat digambarkan dalam diagram alir seperti Gambar 3.1. di bawah ini.



**Gambar 3.1.** Skema diagram alir penelitian Tugas Akhir

### 3.2. Perhitungan Numerik

Sebelum melakukan simulasi CFD maka dilakukan perhitungan numerik awal. Perhitungan ini digunakan untuk mendapatkan nilai input pada boundary condition di simulasi CFD. Pada tahap ini dilakukan perhitungan mass flow rate bahan

bakar, perhitungan mass flow rate udara, perhitungan kecepatan aliran bahan bakar, perhitungan kecepatan aliran udara, perhitungan variasi excess air, dan perhitungan variasi kecepatan aliran udara.

### 3.2.1. Perhitungan Mass Flow Rate Bahan Bakar

Untuk menentukan mass flow rate bahan bakar gas yang dibutuhkan burner menggunakan kalor burner yang dipakai pada penelitian sebelumnya (1) dengan menggunakan kerosene dengan input mass flow rate sebesar 0.00573 kg/s dengan High Heating Value (HHV) dari kerosene sebesar 46200 kJ/kg sehingga diperoleh kalor burner yang akan dipakai sebesar 264.726 KW.<sup>[12]</sup>

Dalam penelitian ini akan digunakan gas alam dengan properties sebagai berikut :

**Tabel 3.1** Komposisi dan properti *Natural Gas*<sup>[13]</sup>

CH <sub>4</sub>	89.23%
C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	5.73%
C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	1.87%
nC <sub>4</sub> h <sub>10</sub>	0.68%
C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	0.20%
nC <sub>6</sub> h <sub>14</sub>	0.09%
N <sub>2</sub>	0.68%
CO <sub>2</sub>	1.52%
HHV	39656 kJ/m <sup>3</sup>
LHV	35837 kJ/m <sup>3</sup>
Gas Density	0.74 kg/m <sup>3</sup>

Sehingga perhitungan mass flow rate untuk gas alam adalah :

$$Q_{Burner} = \dot{m} * HHV_{natural\ gas} \quad (3.1)$$



$$\dot{m} = \frac{Q_{burner}}{HHV_{natural\ gas}} \quad (3.2)$$

$$\dot{m} = \frac{264.726\ KW}{53589.1\ kJ/Kg}$$

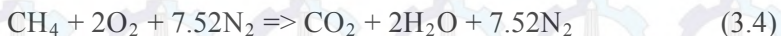
$$\dot{m} = 0.00493\ kg/s$$

### 3.2.2. Perhitungan Air-Fuel Ratio

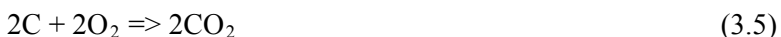
Perhitungan *Air-Fuel ratio* perlu dilakukan untuk memperoleh rasio udara yang dibutuhkan untuk menghasilkan pembakaran yang sempurna. Nilai *Air-Fuel Ratio* dapat diperoleh dari persamaan berikut :

$$AFR = \frac{m_{bahan\ bakar}}{m_{udara}} \quad (3.3)$$

Pada penelitian ini dilakukan perhitungan AFR dengan menggunakan fraksi massa. Pada Tabel 3.1 merupakan perhitungan gravimetrik untuk mendapatkan jumlah oksigen yang dibutuhkan untuk pembakaran sempurna. Karena pada natural gas reaksi yang dominan adalah reaksi pembakaran metana maka AFR yang digunakan berdasarkan reaksi pembakaran gas metana. Reaksi pembakaran sempurna secara stokiometrik digambarkan pada reaksi berikut :



Pada pembakaran terjadi reaksi oksidasi karbon dan oksidasi hidrogen. Oksidasi karbon merupakan reaksi yang menghasilkan karbon dioksida (CO<sub>2</sub>). Persamaan reaksi oksidasi karbon dapat digambarkan dengan Persamaan 3.5, dimana perbandingan antara mol karbon terhadap massa oksigen adalah 1 : 1 atau 2 : 2.





Sehingga massa oksigen yang dibutuhkan dalam pembakaran dapat dibandingkan melalui rasio massa molekul relatif dari massa karbon yaitu  $32/12 \sim 2,66$ . Oksidasi hidrogen adalah reaksi yang menghasilkan uap air ( $H_2O$ ). Persamaan reaksi oksidasi hidrogen dapat digambarkan dengan Persamaan 3.6, dimana massa oksigen per satuan massa hidrogen dapat diperoleh melalui perbandingan berat molekul yaitu  $32/4.032 \sim 7.94$



Dalam menghitung rasio udara-bahan bakar (Air-Fuel Ratio) stokiometrik perbandingan massa udara terhadap bahan baka, gravimetric dari suatu bahn bakar dapat dihitung melalui analisis ultimasi begitu terbakar. Perhitungan analisis ultimasi dapat dihitung melalui perhitungan pada Tabel 3.1.

**Tabel 3.2** Perhitungan Oksigen Berdasarkan Fraksi Massa

(fraksi massa C) (2,66)	= _____	kg $O_2$ untuk pembakaran C per 1 kg bahan bakar
(fraksi massa $H_2$ ) (7,94)	= _____	kg $O_2$ untuk pembakaran $H_2$ per 1 kg bahan bakar
(fraksi massa S) (0,998)	= _____	kg $O_2$ untuk pembakaran S per 1 kg bahan bakar
(fraksi massa $O_2$ ) (-1,00)	= + _____	kg $O_2$ dalam bahan bakar per 1 kg bahan bakar
Total	= _____	kg $O_2$ yang dibutuhkan dari udara per 1 kg bahan bakar

Hasil perhitungan dari analisis ultimasi dari bahan bakar metana dapat digambarkan melalui perhitungan pada Tabel 3.2.

**Tabel 3.3** Perhitungan Oksigen yang Dibutuhkan

Unsur	Fraksi Massa	Rasio Molekul Relatif	O <sub>2</sub> yang dibutuhkan (kg)
C	0.74868	2.666677	1.996482496
H <sub>2</sub>	0.25132	7.936505	1.994603175
Total			3.99108567

Dari Tabel 3.2 diperoleh bahwa kg oksigen (O<sub>2</sub>) yang dibutuhkan adalah 3.99108567 kg sehingga kg udara yang dibutuhkan adalah:

$$AFR = \frac{4.00704 \text{ kg}}{23.3 \%}$$

$$AFR = 17.2 \text{ kg}$$

### 3.2.3. Perhitungan mass flow rate udara

Untuk menghasilkan pembakaran yang sempurna, maka diperlukan perhitungan mass flow rate dari udara. Perhitungan ini menggunakan perbandingan stokiometri air to fuel ratio (AFR). Perbandingan stokiometri pembakaran natural gas dengan udara adalah 1 : 17.2 <sup>[3]</sup>. Sehingga perhitungan mass flow rate udara stokiometrik yang dibutuhkan gas alam adalah :

$$\dot{m}_{udara} = \dot{m}_{bahan \text{ bakar}} * 17.2 \quad (3.7)$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.00493 \text{ kg/s} * 17.2$$

$$\dot{m}_{udara} = 0.085 \text{ kg/s}$$

### 3.2.4. Perhitungan Kecepatan Aliran Bahan Bakar

Setelah dilakukan perhitungan mass flow rate dari bahan bakar maka dihitung kecepatan aliran udara dengan menggunakan perhitungan :

$$\dot{m} = \rho A v \quad (3.8)$$

dimana :

$\rho$  : densitas ( $\text{kg/m}^3$ )

$A$  : luasan ( $\text{m}^2$ )

$v$  : kecepatan aliran ( $\text{m/s}$ )

Kecepatan aliran udara untuk natural gas adalah sebagai berikut :

$$v = \frac{\dot{m}}{A \rho} \quad (3.9)$$

$$v_{\text{natural gas}} = \frac{0.00493}{0.002826 * 0.74}$$

$$v_{\text{natural gas}} = 2.357 \text{ m/s}$$

### 3.2.5. Perhitungan Variasi Kecepatan Aliran Udara

Berikut ini merupakan perhitungan kecepatan aliran udara untuk rasio stokiometrik pada *natural gas*:

$$v = \frac{\dot{m}_{\text{udara}}}{A \rho_{\text{udara}}} \quad (3.10)$$

Perhitungan excess air sesuai dengan persamaan :

$$n = (\lambda - 1) * 100\% \quad (3.11)$$

$$\lambda = 1 + \frac{n}{100\%} \quad (3.12)$$

Dimana

$n$  = percent excess air

$\lambda$  = stokiometrik ratio

Untuk mencari mass flow rate excess air dilakukan perhitungan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{\text{excess air}} = \lambda * \dot{m}_{\text{udara stokiometrik}} \quad (3.13)$$

Hasil perhitungan kecepatan aliran variasi untuk *natural gas* ditunjukkan pada tabel berikut :

**Tabel 3.4** Variasi kecepatan udara pada *Natural gas*

<i>excess air</i> (%)	$\lambda$	m dot (kg/s)	v (m/s)
0	1	0.085	13.778
10	1.1	0.093	15.156
20	1.2	0.102	16.534
30	1.3	0.110	17.912
40	1.4	0.119	19.289

### 3.2.6. Perhitungan swirl number

Persamaan swirl number dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$S = \frac{\int_{Ri}^{R0} v w r^2 dr}{\int_{Ri}^{R0} v^2 r dr} \quad (3.14)$$

Dimana :

- $v$  = axial mean velocity (m/s)
- $w$  = Tangential mean velocity (m/s)
- $r$  = lokasi radial (m)

Swirl number untuk *straight vane* dapat dituliskan dengan persamaan berikut :

$$S = \frac{2}{3} * \frac{(1 - (\frac{d0}{d1})^3)}{(1 - (\frac{d0}{d1})^2)} * \tan \emptyset \quad (3.15)$$



Dimana :

$d_o$  = diameter dalam swirler

$d_1$  = diameter luar swirler

$\theta$  = sudut pada vane

Pada swirl yang dipakai disimulasi ini, memiliki diameter dalam 6 cm , diameter luar 10 cm dan sudut pada vane sebesar  $45^\circ$ . Maka swirl numbernya :

$$S = \frac{2}{3} * \frac{(1 - (\frac{6}{10})^3)}{(1 - (\frac{6}{10})^2)} * \tan 45$$

$$S = 0.8166$$

### 3.3. Desain Gas Burner

Penentuan spesifikasi gas burner nozzle yang akan dipakai mengadaptasi burner yang digunakan pada penelitian Reis dkk., 2014<sup>[11]</sup> dengan menggunakan beta ratio atau ratio (d/D) sebesar 0.2, rasio (L/d) 3.8 dan sudut port orifice  $90^\circ$ . Beta ratio tersebut digunakan karena mampu menghasilkan hasil *discharge coefficient* sebesar 0,6. *Swirler* yang digunakan pada simulasi ini memiliki swirl number 0.816. Berikut merupakan spesifikasi geometri dari gas burner *nozzle* yang dipakai dalam simulasi ini adalah sebagai berikut :

**Tabel 3.5** Spesifikasi geometri *burner nozzle*

Diameter pipa udara	10 cm
Diameter pipa gas (D)	6 cm
Diameter orifice (d)	1.2 cm
Jumlah orifice	8
Perbandingan d/D	0.2
Densitas aliran	$0.74 \text{ kg/m}^3$

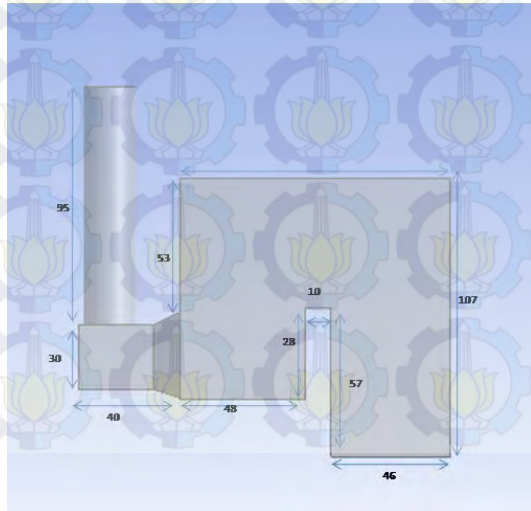
Luas Pipa udara	50.24 cm <sup>2</sup>
Luas pipa gas	28.26 cm <sup>2</sup>
Luas orifice	1.134 cm <sup>2</sup>

Spesifikasi yang digunakan pada swirler ditunjukkan pada Tabel berikut

**Tabel 3.6** Spesifikasi *swirler* pada *burner*

Sudut Vane	45
Tebal Vane	0.5 cm
Jumlah Vane	16
Diameter swirler	10 cm
Swirl number	0.816

Penentuan ukuran ruang bakar boiler dilakukan dengan melakukan pengukuran langsung pada mini plant boiler. Spesifikasi ruang bakar dapat ditunjukkan pada Gambar berikut :



**Gambar 3.2** Ukuran geometri ruang bakar

### 3.4. Simulasi CFD

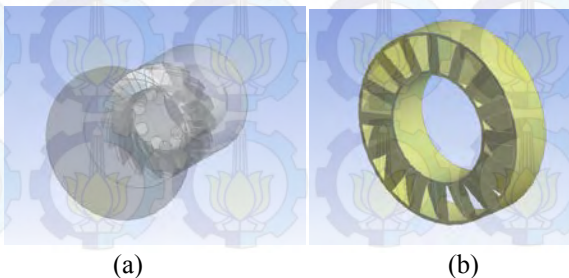
#### 3.4.1 Pre Processing

##### a. Pembuatan Geometri

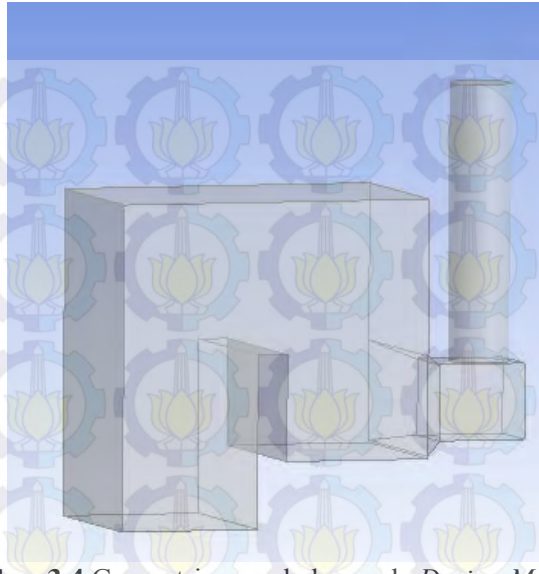
Simulasi CFD diawali dengan pembuatan geometri burner yang dilakukan dengan menggunakan Design Modeler. Proses awal dilakukan dengan membuat gas nozzle. Pada desain nozzle dibuat desain dengan menggunakan geometri sesuai dengan spesifikasi yang telah ditentukan. Geometri dibagi menjadi burner gas nozzle, flame holder, swirler dan ruang bakar. Berikut adalah parameter geometri burner.

**Tabel 3.7** Parameter geometri burner

Panjang silinder	13.75 cm
Diameter flame holder	14 cm
Panjang flame holder	4 cm
Panjang burner total	17.75 cm
Piameter nozzle	1.2 cm
Diameter inlet bahan bakar	6 cm
Diameter inlet udara	10 cm
Sudut Vane	45
Diameter swirler	10 cm
Jumlah vane	16
Tebal vane	0.5 cm



**Gambar 3.3** Geometri burner pada design modeler a. Gas burner  
b. swirler



**Gambar 3.4** Geometri ruang bakar pada *Design Modeler*

#### b. Meshing

Langkah berikutnya setelah pembuatan geometri dalam simulasi CFD yaitu melakukan meshing. Meshing merupakan suatu metode melakukan pembagian geometri menjadi bagian-bagian yang kecil. Dimana bagian – bagian kecil ini disebut sebagai control volume yang nantinya akan dilakukan perhitungan berbagai persamaan sesuai dengan kondisi aliran fluida sebenarnya, seperti persamaan massa, momentum dan energi. Pada dasarnya semakin kecil ukuran meshing akan mengakibatkan perhitungan hasil yang lebih detail pada daerah meshing tersebut. Namun berhubung kemampuan komputasi PC yang terbatas, maka ukuran meshing harus disesuaikan dan ukuran meshing tersebut dapat dibuktikan atau dikatakan sudah valid sesuai dengan kondisi sebenarnya.

Proses meshing dilakukan di ANSYS meshing ICEM CFD. Berikut merupakan detail ukuran meshing dan metode yang digunakan dalam proses meshing pada penelitian sebelumnya dan penelitian saat ini.



Details of "Mesh"	
Use Advanced Size Fun...	On: Proximity and Curvature
Relevance Center	Fine
Initial Size Seed	Active Assembly
Smoothing	High
Transition	Slow
Span Angle Center	Fine
<input type="checkbox"/> Curvature Normal A...	Default (18.0 °)
<input type="checkbox"/> Proximity Accuracy	0.5
<input type="checkbox"/> Num Cells Across Gap	Default (3)
<input type="checkbox"/> Min Size	1.e-003 m
<input type="checkbox"/> Proximity Min Size	2.e-003 m
<input type="checkbox"/> Max Face Size	Default (3.3665e-002 m)
<input type="checkbox"/> Max Size	Default (6.733e-002 m)

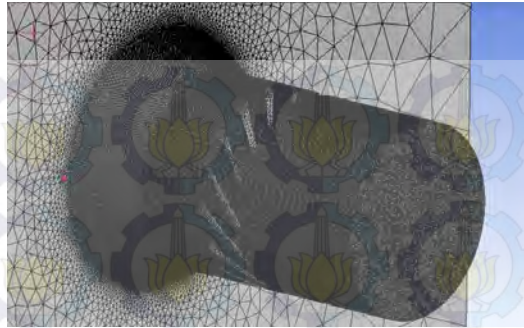
**Gambar 3.5** Metode Meshing

Hasil geometri yang telah dilakukan proses meshing seperti pada Gambar berikut:



**Gambar 3.6** Hasil meshing geometri keseluruhan

Untuk gas burner dilakukan meshing khusus karena geometrinya yang kecil. Pada burner digunakan meshing face sizing dengan karakteristik soft dan ukuran 1 mm.



**Gambar 3.7** Meshing pada burner

#### 3.4.2. Boundary Condition dan Processing

Tahapan ini merupakan tahapan untuk mendefinisikan kondisi batas atau *boundary condition* pada domain yang sudah dibuat. Setelah mendefinisikan kondisi batasnya lalu memasukkan nilai nilai parameter kondisi awal sesuai dengan keadaan sebenarnya. Kondisi batas pada simulasi ini adalah seperti pada tabel berikut :

**Tabel 3.8** Kondisi batas simulasi

No	Nama Kondisi Batas	Letak Kondisi Batas	Tipe Kondisi Batas
1	Kondisi inlet bahan bakar	Silinder tengah pada burner	Velocity Inlet, Kecepatan aliran bahan bakar
2	Kondisi inlet udara	Silinder luar pada burner	Velocity Inlet, kecepatan aliran udara
3	Outlet	Ujung silinder gas buang	Pressure outlet (tekanan statik menggunakan tekanan operasi )

4	Sisi sekeliling ruang bakar	Seluruh sisi pada ruang bakar kecuali sisi ujung silinder gas buang	Wall no slip (Kecepatan relatif fluida terhadap boundary dianggap 0)
---	-----------------------------	---	--

Simulasi ini menggunakan kondisi *steady* dan berdasarkan pada *pressure based- segregated solver* yang mana penyelesaian perhitungan momentum, species, energy dan turbulensi dilakukan secara berurutan. Pemilihan model simulasi yang digunakan berdasarkan simulasi yang akan dilakukan. Simulasi yang akan dilakukan adalah proses pembakaran gas metana menggunakan burner yang telah didesain. Pembakaran menggunakan model species transport karena membutuhkan model pencampuran species kimia untuk menghasilkan pembakaran dalam *volumetric reaction*. Model species transport yang dipakai adalah Eddy Dissipation Model (EDM). Model ini dipakai karena menganggap pembakaran terjadi secara cepat dan dipengaruhi oleh turbulensi dalam pencampuran speciesnya. Karena dianggap pembakaran terjadi secara cepat dan pencampuran dipengaruhi oleh turbulensi maka hanya membutuhkan satu atau dua reaksi global. Viskositas yang digunakan adalah *realizable k-epsilon* agar menghasilkan hasil turbulensi yang akurat. Model radiasi yang digunakan adalah model Discrete Ordinates (DO) untuk mendapatkan hasil yang lebih akurat. Model persamaan seperti pada tabel berikut :

**Tabel 3.9** Model simulasi di Fluent

Model Persamaan CFD	Model yang digunakan
Viskositas	Realizable k-epsilon, Standard Wall treatment
Radiasi	Discrete Ordinates (DO)
Species Model	Eddy Dissipation Model



Metode Solusi yang digunakan seperti pada tabel berikut :

**Table 3.10** Metode Simulasi di Fluent

No	Solution Method	Metode
1	Solver	Pressure Based Segregated
2	Scheme	SIMPLE
3	Gradient	Least Square Based
4	Tekanan	Standard
5	Momentum	Second Order Upwind
6	Turbulent Kinetic Energy	Second Order Upwind
7	Turbulent Dissipation Rate	Second Order Upwind
8	Species	Second Order Upwind
9	Energy	Second Order Upwind
10	Discrete Ordinates (DO)	Second Order Upwind

Setelah semua proses pendefinisian *boundary condition*, peentuan model persamaan dan metode solver selesai, maka dilanjutkan dengan mengatur konvergensi kriteria dengan mengatur nilai RMS *residual error* sebesar  $10^{-3}$  untuk kontinuitas, k, epsilon, semua spesies, momentum dan radiasi. Residual error sebesar  $10^{-6}$ . Jika proses iterasi tidak mencapai konvergensi maka parameter pada solution control dapat diubah hingga mencapai hasil yang konvergen. Contoh hasil iterasi yang konvergen seperti pada Gambar berikut



Setelah simulasi yang dihasilkan maka akan dilakukan iterasi selanjutnya. Iterasi selanjutnya yang dilakukan adalah prediksi fraksi massa polutan  $\text{NO}_x$ . Polutan yang akan diprediksi pada simulasi ini adalah Thermal  $\text{NO}_x$  dan Prompt  $\text{NO}_x$ . Thermal  $\text{NO}_x$  adalah polutan yang terbentuk dari nitrogen yang berasal dari udara akibat temperatur tinggi yang dihasilkan oleh pembakaran. Sedangkan Prompt  $\text{NO}_x$  adalah polutan nitrogen yang dihasilkan dari bahan bakar itu sendiri. Pada simulasi ini digunakan model  $\text{NO}_x$  pada Ansys Fluent untuk memodelkan polutan  $\text{NO}_x$  yang terbentuk saat reaksi pembakaran. Iterasi akan dilakukan sebanyak 50x untuk menghasilkan hasil yang konvergen. Berikut adalah parameter kondisi pada model  $\text{NO}_x$  yang digunakan pada simulasi ini.

Parameter Operasi	<i>Prompt NO<sub>x</sub></i>	<i>Thermal NO<sub>x</sub></i>
<i>PDF mode</i>	Temperatur	Temperatur
<i>Beta PDF point</i>	10	10

Parameter Operasi	<i>Prompt NO<sub>x</sub></i>	<i>Thermal NO<sub>x</sub></i>
<i>PDF mode</i>	Temperatur	Temperatur
<i>Beta PDF point</i>	10	10

--	--	--	--

<i>[O] model</i>	Partial Equilibrium	-
<i>Fuel Species</i>	CH4	-
<i>Fuel Carbon Number</i>	1	-
<i>Equivance Ratio</i>	Bergantung pada variasi excess air	-

### 3.4.3. Post Processing

Postprocessing merupakan proses terakhir dalam simulasi berbasis CFD. Dalam *post processing* biasanya dilakukan pengambilan data-data yang dibutuhkan berupa plot kontur, plot grafik, dan plot streamline yang dihasilkan pada simulasi CFD. Dalam tugas akhir ini, data yang diperlukan adalah plot kontur temperatur dari ruang bakar, kontur pollutan NO, temperatur pada outlet, rata2 rata temperatur dan fraksi massa CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>.

### 3.5. Validasi Hasil

Validasi hasil dilakukan dengan membandingkan fraksi massa CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O dan N<sub>2</sub> yang dihasilkan pada simulasi dengan hasil perhitungan teoritis. Hasil perhitungan fraksi massa CO<sub>2</sub>, H<sub>2</sub>O dan N<sub>2</sub> didapatkan melalui perhitungan gravimetrik. Perhitungan massa CO<sub>2</sub> dan H<sub>2</sub>O yang dihasilkan diperoleh melalui Persamaan 3.16 dan Persamaan 3.17. Sedangkan perhitungan N<sub>2</sub> diperoleh dari Persamaan 3.18.

$$\text{massa CO}_2 = \text{fraksi massa C} \times \text{rasio berat } \frac{\text{CO}_2}{\text{C}} \quad (3.16)$$

$$\text{massa CO}_2 = 0.74868 \times 3.6667$$

$$\text{massa CO}_2 = 2.745 \text{ kg}$$

$$\text{massa H}_2\text{O} = \text{fraksi massa H}_2 \times \text{rasio berat } \frac{\text{H}_2\text{O}}{\text{H}_2} \quad (3.17)$$

$$\text{massa H}_2\text{O} = 0.25132 \text{ kg} \times 8.928$$

$$\text{massa H}_2\text{O} = 2.244 \text{ kg}$$

$$\begin{aligned}
 \text{massa } N_2 &= \text{fraksi massa } N_2 \times \text{massa udara} \\
 \text{massa } N_2 &= 0.233 \times 17.2 \text{ kg} \\
 \text{massa } N_2 &= 13.1924 \text{ kg}
 \end{aligned}
 \tag{3.18}$$

**Tabel 3.12** Perhitungan Fraksi Massa Gas Buang

Unsur	Mass (kg)	Fraksi massa
CO <sub>2</sub>	2.7452	0.1510
H <sub>2</sub> O	2.2438	0.1234
N <sub>2</sub>	13.1924	0.7256
Total	18.1745	1.0000

Hasil perhitungan fraksi massa dapat ditunjukkan pada Tabel 3.1. Perhitungan Apabila error yang dihasilkan berada dibawah 10 % maka simulasi dapat dianggap valid dan sesuai dengan kondisi yang sebenarnya.

### 3.6. Variasi Excess Air Ratio Dan Jenis Bahan Bakar

Pada penelitian ini dilakukan variasi diameter nozzle yaitu dengan ukuran 0.6, 0.9, 1.2 cm dan dengan variasi excess air factor yaitu 1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4. Variasi excess air factor pada simulasi ini dimodelkan dengan menggunakan kecepatan aliran bahan bakar yang didapatkan dari perhitungan kecepatan aliran bahan bakar. Nilai kecepatan aliran yang akan menjadi input pada inlet boundary seperti pada tabel (atas). Hasil dari variasi ini selanjutnya akan dilakukan analisa data berupa kontur temperature, plot kontur temperatur dari ruang bakar, temperatur pada outlet, rata2 rata temperatur dan fraksi massa CH<sub>4</sub>, O<sub>2</sub>, N<sub>2</sub>, CO<sub>2</sub>, NO<sub>x</sub>.

### 3.7. Analisa data

Pada penelitian ini dilakukan analisa data melalui data yang didapatkan dari simulasi CFD. Hasil simulasi tersebut kemudian



diolah dan dianalisa berdasarkan teori yang sudah ada. Pada setiap variasi excess air akan dianalisa distribusi temperatur dan fraksi massa emisi  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CH}_4$ , dan  $\text{CO}$ . Pada analisa juga akan dihitung efisiensi pembakaran yang disimulasikan melalui persamaan berikut :

$$\text{Efisiensi} = 100 - \frac{\text{Heat loss pada outlet}}{\text{Fuel Heating value}} * 100 \quad (3.19)$$

$$\text{Heat loss pada outlet} = L_g + L_h + L_m + L_{co} \quad (3.20)$$

Dimana :

$L_g$  = heat loss akibat dry gas

$L_h$  = heat loss akibat kelembapan dari hidrogen

$L_m$  = heat loss akibat kelembapan di bahan bakar

$L_{co}$  = heat loss akibat pembentukan CO

Pada penelitian ini efisiensi pembakaran yang dihitung adalah *gross combustion efficiency* sehingga efisiensi pembakaran dapat dihitung melalui persamaan berikut :

$$\text{Efisiensi} = 100 - \frac{\text{dry losses}}{\text{Fuel Heating value}} * 100 \quad (3.21)$$

Dimana dry losses dapat dicari melalui persamaan :

$$L_g = W_g * C_p * (T_{outlet} - T_{supply}) \quad (3.22)$$

$$W_g = \frac{(44\text{CO}_2 + 32\text{O}_2 + 28\text{N}_2 + 28\text{CO})}{12 * (\text{CO}_2 + \text{CO})} * \left( C_b + \frac{12 * S}{32} \right) \quad (3.23)$$

Dimana 44, 32, 28 adalah berat molekul dari masing-masing elemen dan perhitungan estimasi  $C_p$  untuk semua bahan bakar digunakan persamaan :



$$C_p = 0.240 + 0.000038 * (T_{outlet} - 200) \quad (3.24)$$

*Halaman Sengaja Dikosongkan*

## BAB IV

### ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

#### 4.1. Validasi Hasil Simulasi CFD

Validasi data merupakan salah satu proses penting dalam sebuah penelitian sehingga dapat diketahui kesesuaian hasil penelitian. Validasi dilakukan dengan menggunakan perbandingan antara salah satu parameter pada simulasi dengan perhitungan. Perhitungan yang dilakukan adalah perhitungan fraksi massa dari gas buang dari pembakaran gas metana murni berupa gas  $H_2O$ ,  $CO_2$  dan  $NO_2$  dalam fraksi massa menggunakan perhitungan *Air Fuel Ratio* stokiometrik yaitu pada mass flow rate bahan bakar 0.00493 kg/s dan massflowrate udara 0.085 kg/s. Perhitungan dilakukan menggunakan perhitungan gravimetrik yang telah dihitung menggunakan Persamaan 3.16, Persamaan 3.17 dan Persamaan 3.18. Berikut merupakan tabel perbandingan hasil simulasi dengan hasil perhitungan :

**Tabel 4.1** Validasi Hasil Simulasi dengan Hasil Perhitungan

Parameter	Hasil Perhitungan	Hasil Simulasi	Error
CO2	0.1510	0.149293	0.17%
H2O	0.1234	0.122228	0.12%
N2	0.7256	0.715021	1.06%

Dari Tabel 4.1 didapatkan error dibawah 10 %. Hal ini menunjukkan bahwa kondisi yang telah dipilih sebagai model dan metode solusi yang sesuai. Sehingga model dan metode solusi tersebut dapat digunakan untuk melakukan simulasi pembakaran pada tugas akhir ini

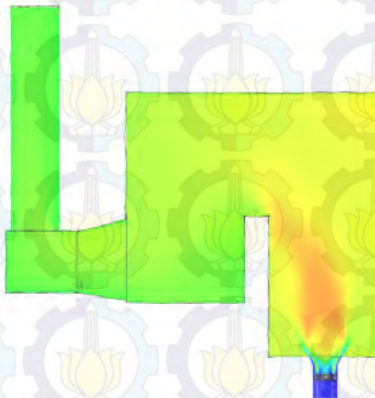
#### 4.2. Data Hasil Simulasi CFD Pada Gas Burner

Berdasarkan hasil perhitungan daya yang dibutuhkan oleh burner maka diperoleh nilai *massflowrate* bahan bakar yang dibutuhkan dan mass flow rate dari udara yang kemudian dirubah menjadi kecepatan aliran bahan bakar dan udara, dimana nilai kecepatan tersebut digunakan untuk input inisialisasi pada

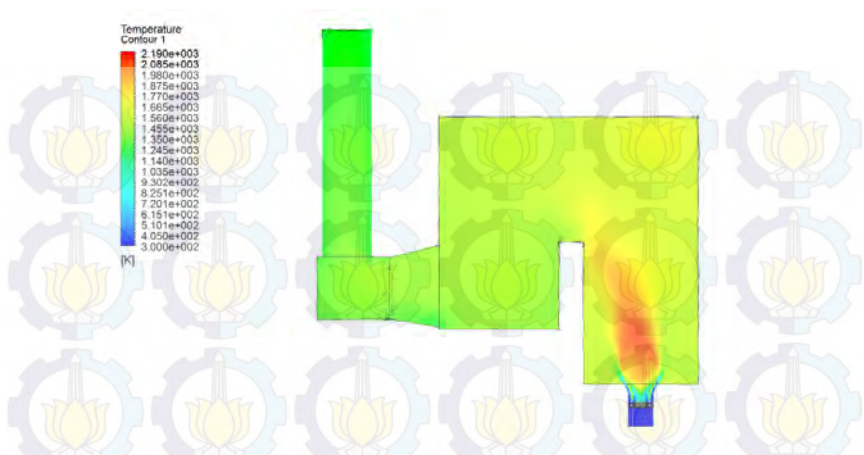
*preprocessing* simulasi CFD. Pada proses terakhir yaitu *postprocessing* didapatkan beberapa data simulasi CFD berupa kontur distribusi temperatur, nilai temperatur pada outlet, nilai temperatur rata-rata, fraksi massa  $\text{CH}_4$  pada outlet dan fraksi massa polutan  $\text{NO}_x$

#### 4.2.1 Hasil Simulasi Kontur Temperatur Variasi Dari diameter *nozzle*

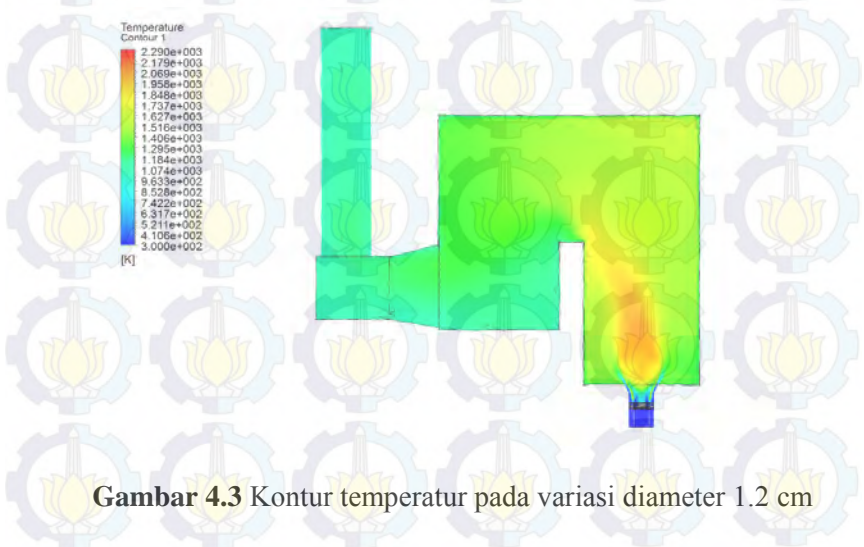
Pada simulasi CFD telah disimulasikan gas burner dengan variasi diameter nozzle dan variasi excess air. Variasi dinyatakan melalui *excess air factor* ( $\lambda$ ) dengan nilai 1, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4. Gambarkontur temperatur ini di representasikan melalui bidang ZX karena mampu menggambarkan distribusi temperatur secara keseluruhan. Pada Gambar 4.7, Gambar 4.8 dan Gambar 4.9 merupakan hasil kontru temperatur dari variasi diameter dengan variasi nilai 0.6, 0.9 dan 1.2 cm. Pada variasi diameter 0.6 cm terlihat bahwa panjang api yang dihasilkan lebih panjang dibanding dengan variasi diameter yang lain. Bila dilihat pada variasi 0.9 panjang api tidak sampai menyentuh lekukan pada ruang bakar.



**Gambar 4.1** Kontur temperatur pada variasi diameter 0.6 cm



**Gambar 4.2** Kontur temperatur pada variasi diameter 0.9 cm



**Gambar 4.3** Kontur temperatur pada variasi diameter 1.2 cm



Pada tampilan kontur temperatur ini warna merah menunjukkan temperatur adiabatik dari bahan bakar yang digunakan. Variasi diameter 0.6 cm mampu menghasilkan panjang api yang lebih panjang daripada diameter lainnya karena efek peningkatan kecepatan aliran pada nozzle. Semakin kecil luas penampang dari nozzle maka kecepatan aliran akan meningkat ketika diberi laju aliran yang sama. Hasil kontur ini sesuai dengan penelitian yang dilakukan oleh Choi<sup>[13]</sup> bahwa berkurangnya diameter menyebabkan panjang api semakin panjang. Kecepatan aliran bahan bakar yang dipengaruhi nozzle juga mempengaruhi pencampuran antara bahan bakar dengan udara. Pengaruh panjang api ini mengakibatkan terjadi peningkatan temperatur yang ditunjukan dengan warna kontur yang mendekati warna kuning pada daerah sekeliling api. Semakin panjang api maka area temperatur tinggi semakin besar. Terlihat pada Gambar 4.5 dimana panjang api merupakan panjang api terpendek dibandingkan dengan kedua variasi lainnya. Kontur warna hijau kekuning-kuningan cenderung memiliki area yang lebih sempit dibanding kedua variasi lainnya.

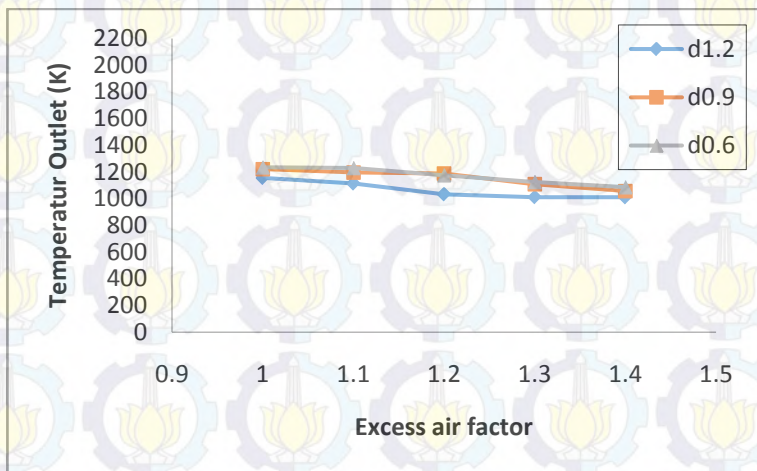
Penurunan temperatur terjadi ketika mendekati daerah outlet. Distribusi temperatur rata-rata ketika mendekati daerah outlet semakin mengalami penurunan temperatur. Hal ini ditunjukkan dengan kontur konsentrasi warna yang semakin berubah dari warna hijau muda menjadi hijau. Ini disebabkan oleh jarak dari area temperatur adiabatik yang semakin jauh sehingga terjadi penurunan temperatur di daerah outlet.

#### 4.2.2. Hasil Temperatur Pada Outlet (Gas Buang)

Excess air sangat mempengaruhi kualitas pembakaran pada suatu burner. Salah satu dampak penambahan excess air factor berupa penurunan temperatur pada outlet dan temperatur rata-rata ruang bakar. Pada Gambar 4.13 dan 4.14 menunjukkan bahwa temperatur outlet dan ruang bakar pada masing-masing diameter menurun seiring bertambahnya *excess air factor*. Penambahan *excess air factor* atau dapat diartikan penambahan excess air mengakibatkan udara berlebih untuk menyerap panas

yang dihasilkan dari reaksi pembakaran sehingga menyebabkan terjadi penurunan temperatur pada outlet dan temperatur rata-rata ruang bakar. Dalam kasus ini penurunan temperatur yang signifikan terjadi pada model d1.2 dari sekitar 1190 K menjadi sekitar 1000 K pada *excess air factor* 1.2. pada kedua model lainnya penurunan temperatur pada outlet terjadi tidak terlalu signifikan dari sekitar 1200 K menjadi sekitar 1000 K pada kelima variasi *excess air factor*.

Dari Gambar 4.13 dapat diketahui bahwa hasil temperatur pada nozzle d1.2 memiliki nilai temperatur yang paling kecil diantara kedua variasi lainnya. Ini disebabkan oleh panjang api yang dimiliki diameter 1.2 cm memiliki panjang yang paling pendek dibanding kedua variasi lainnya. Panjang api yang pendek menyebabkan jarak antara area temperatur adiabatik semakin jauh terhadap outlet atau tempat pembuangan.



**Gambar 4.4** Pengaruh *excess air factor* dengan rata-rata temperatur pada outlet

#### 4.2.3. Hasil Emisi Hidrokarbon, NO<sub>x</sub> dan CO

Dampak dari excess air tidak hanya mengurangi temperatur pada outlet ruang bakar tapi terhadap emisi juga. Emisi yang muncul pada pembakaran seperti hydrocarbon, sulfur, NO<sub>x</sub> dan

CO. Pada Gambar 4.15 dapat dilihat bahwa fraksi massa hidrokarbon ( $\text{CH}_4$ ) mengalami penurunan pada semua model diameter. Emisi hidrokarbon terjadi akibat tidak bereaksinya hidrokarbon dengan oksigen yang ada didalam udara sehingga menyebabkan hidrokarbon tersebut menjadi residu yang terbawa pada gas buang. semakin banyak fraksi massa emisi hidrokarbon yang ada pada gas buang maka efisiensi pembakaran akan menurun. Gambar 4.15 menunjukkan bahwa peningkatan *excess air factor* menyebabkan penurunan yang signifikan pada variasi *excess air factor* 1.2 untuk semua model diameter. Penurunan terjadi akibat penambahan udara menyebabkan penambahan jumlah kapasitas oksigen yang dapat direaksikan dengan gas metana. Pada excess air dibawah 200%, peningkatan excess air akan menyebabkan penurunan fraksi massa hidrokarbon. Penambahan excess air diatas 200% mengakibatkan meningkatnya fraksi massa hidrokarbon. Hal itu terjadi diakibatkan penurunan temperatur pada ruang bakar. pada Gambar 4.15 model diameter d1.2 memiliki fraksi massa emisi hidrokarbon paling tinggi sebesar  $5.34 \times 10^{-11}$  pada variasi *excess air factor* 1, sedangkan fraksi massa emisi hidrokarbon terkecil dimiliki oleh d0.6 sebesar  $4.54 \times 10^{-11}$ . Hal ini menunjukkan bahwa nozzle d0.6 memiliki kemampuan untuk pencampuran bahan bakar dan udara yang lebih baik dibanding nozzle d1.2.

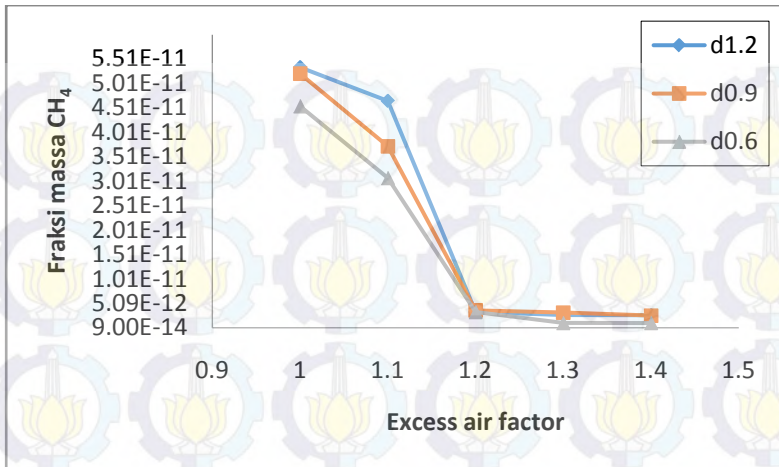
Pada Gambar 4.16 menunjukkan bahwa penambahan *excess air factor* untuk setiap variasi nozzle menyebabkan penurunan fraksi massa CO. CO merupakan gas yang berbahaya karena beracun dan tidak berbau. CO disebabkan oleh pembakaran yang tidak sempurna dimana jumlah bahan bakar lebih banyak dibanding dengan oksidan(udara). Fraksi massa CO mengalami penurunan untuk setiap peningkatan  $\lambda$  diakibatkan oleh ketersediaan oksigen lebih ketika diberi excess air untuk bereaksi dengan bahan bakar. Kekurangan suplai udara menyebabkan bahan bakar tidak terbakar secara sempurna. Pada Gambar 4.16 dapat dilihat bahwa model d0.6 menghasilkan fraksi massa CO yang lebih kecil dibandingkan dengan variasi diameter lainnya. Model d0.6 menghasilkan fraksi massa CO sebesar



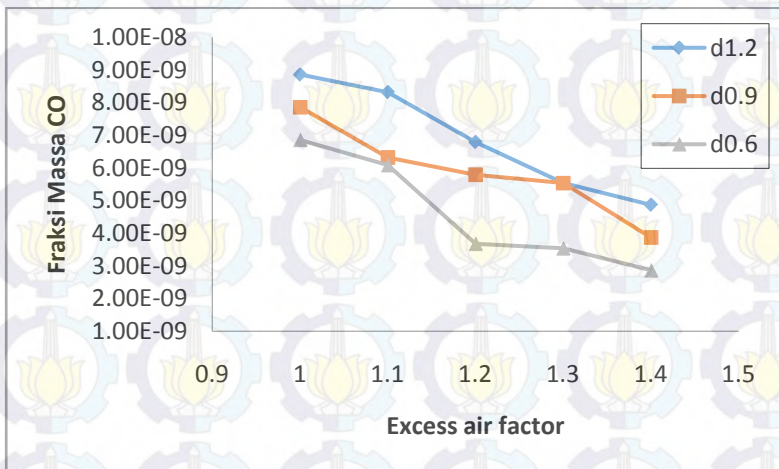
$6.8 \times 10^{-9}$  pada variasi  $\lambda = 1.0$ . fraksi massa CO yang dihasilkan sedikit karena pada model d0.6 mayoritas proses pembakaran terjadi secara sempurna. Ini ditunjukkan pada temperatur yang dihasilkan oleh variasi  $\lambda = 1.0$  merupakan temperatur yang paling tinggi dibandingkan dengan variasi diameter yang lain. Fraksi massa CO terbesar dihasilkan oleh model d1.2 sebesar  $8.86 \times 10^{-9}$  pada variasi  $\lambda = 1.0$ . Ini menunjukkan bahwa pada variasi ini terdapat banyak proses pembakaran yang tidak sempurna.

Pada grafik dari Gambar 4.17 dapat dilihat bahwa  $\text{NO}_x$  mengalami penurunan untuk setiap peningkatan excess air factor.  $\text{NO}_x$  yang terjadi pada reaksi pembakaran adalah thermal  $\text{NO}_x$  dan prompt  $\text{NO}_x$ . Thermal  $\text{NO}_x$  bersumber dari udara yang mengandung 71 % fraksi volum udara. Thermal  $\text{NO}_x$  terjadi akibat temperatur tinggi yang terjadi saat proses pembakaran. Pembakaran menghasilkan energi yang mampu memutus ikatan nitrogen ( $\text{N}_2$ ) sehingga menjadi unsur N yang kemungkinan mengikat Oksigen sehingga menjadi  $\text{NO}_x$ . Prompt  $\text{NO}_x$  merupakan polutan yang bersumber dari bahan bakar itu sendiri. Nilai prompt  $\text{NO}_x$  relatif kecil dibandingkan dengan thermal  $\text{NO}_x$  pada reaksi pembakaran. Karena thermal  $\text{NO}_x$  yang lebih dominan maka pembentukan polutan  $\text{NO}_x$ , maka laju pembentukan  $\text{NO}_x$  akan didominasi oleh efek temperatur. Peningkatan *excess air factor* berarti melakukan penambahan excess air sehingga menghasilkan penurunan temperatur pada outlet (gas buang). Pada Gambar 4.17 menunjukkan bahwa model diameter d1.2 menghasilkan fraksi massa emisi  $\text{NO}_x$  yang paling kecil dibandingkan dengan variasi model yang lain. Model d1.2 menghasilkan fraksi massa  $\text{NO}_x$  sebesar  $2.8 \times 10^{-5}$  pada variasi *excess air factor* 1. Model d0.6 menghasilkan fraksi massa emisi  $\text{NO}_x$  yang paling tinggi pada variasi  $\lambda = 1.0$ . Pada variasi  $\lambda = 1.3$  fraksi massa  $\text{NO}_x$  tertinggi dihasilkan oleh model d1.2 dan variasi fraksi massa  $\text{NO}_x$  terkecil dihasilkan oleh model d1.3. Ini disebabkan oleh faktor prompt  $\text{NO}_x$  yang berasal dari bahan bakar itu sendiri.

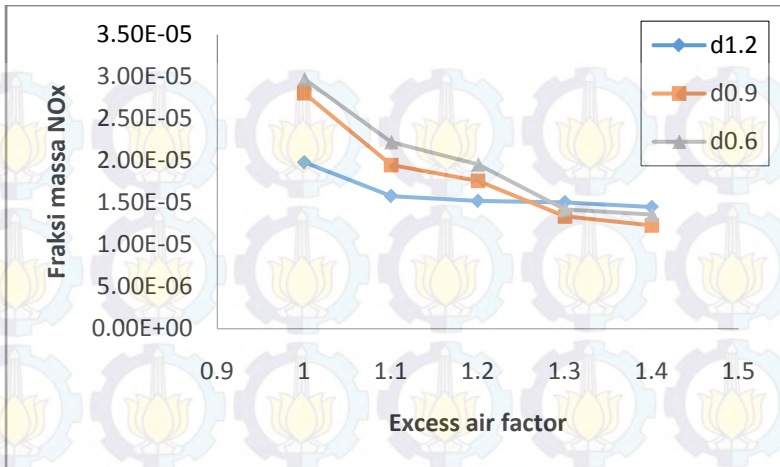




Gambar 4.5 Pengaruh *excess air factor* dengan fraksi massa  $\text{CH}_4$



Gambar 4.6 Pengaruh *excess air factor* dengan fraksi massa CO

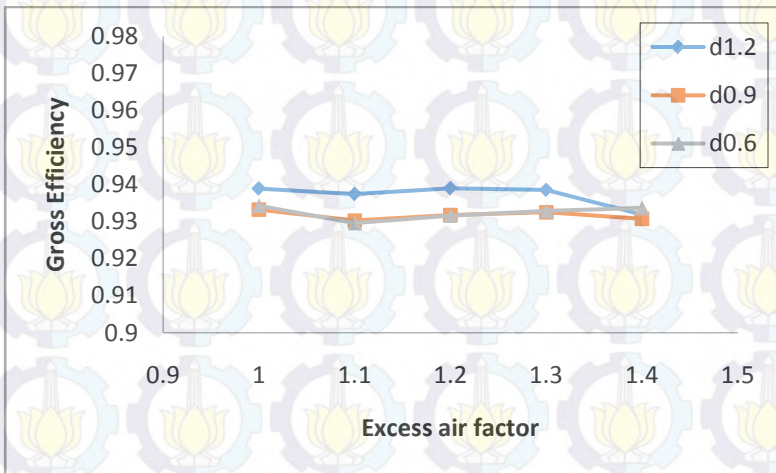


**Gambar 4.7** Pengaruh *excess air factor* dengan fraksi massa NO<sub>x</sub>

#### 4.3. Pengaruh *Excess air factor* Terhadap Efisiensi Pembakaran

Efisiensi merupakan kuantitas untuk menilai performa dari sebuah sistem. Nilai efisiensi dihitung melalui membandingkan energi yang dihasilkan dari pembakaran dan nilai energi yang diberikan pada ruang bakar yang berasal dari bahan bakar itu sendiri. Efisiensi pembakaran bergantung pada kesempurnaan proses pembakaran, karena faktor yang menentukan efisiensi besar losses yang disebabkan oleh emisi gas buang kering berupa fraksi-fraksi massa species pembakaran seperti CH<sub>4</sub>, CO, CO<sub>2</sub> dan N<sub>2</sub>. Penambahan *excess air factor* menyebabkan berkurangnya efisiensi pada pembakaran karena terjadi panas yang hilang yang diserap oleh emisi gas buang. akan tetapi karena pada kenyataannya pembakaran yang sempurna mustahil dilakukan, maka perlu dilakukan penambahan udara atau excess air. Penambahan tersebut bertujuan untuk memperoleh hasil pembakaran yang maksimal dan meminimalisir kehilangan panas atau loss. Berdasarkan jenis bahan bakar yang digunakan *excess air factor* untuk efisiensi terbaik pada natural gas adalah sekitar 10-20% atau  $\lambda = 1.1$  dan 1.2. Pada Gambar 4.18 dapat dilihat bahwa untuk masing-masing model memiliki puncak efisiensi

masing-masing. Pada model d1.2 efisiensi tertinggi terjadi pada variasi  $\lambda = 1.2$  sebesar 93.9%. Pada model d0.9 dan d0.6 efisiensi pembakaran tertinggi terjadi pada variasi  $\lambda = 1.0$  dengan nilai sebesar 93.43% dan 93.33%.. pada d1.2 efisiensi sesuai dengan teori yaitu memiliki efisiensi puncak pada penambahan excess air sebesar 10-20%. Akan tetapi pada variasi d0.6 dan d0.9 nilai efisiensi puncak berada pada  $\lambda = 1.0$ .



**Gambar 4.8** Pengaruh *excess air factor* dengan efisiensi pembakaran

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1. Kesimpulan**

Berdasarkan hasil simulasi, analisa dan pembahasan yang telah dilakukan, maka kesimpulan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

- Variasi diameter nozzle menyebabkan panjang area temperatur adiabatik dari api semakin panjang dan meningkatkan temperatur boiler secara keseluruhan. Peningkatan tertinggi terjadi pada variasi d0.6 dengan rata-rata temperatur gas buang sebesar 1234.7 K
- Peningkatan variasi excess air factor  $\lambda$  menyebabkan penurunan temperatur, fraksi massa emisi  $\text{NO}_x$ , CO dan hidrokarbon ( $\text{CH}_4$ ) pada setiap model diameter.
- Performa burner terbaik dihasilkan pada variasi diameter d0.6 dengan nilai excess air factor  $\lambda = 1.4$  dengan hasil temperatur gas buang sebesar 1086.01K dengan fraksi massa  $\text{NO}_x$   $1.36 \cdot 10^{-5}$ , fraksi massa hidrokarbon ( $\text{CH}_4$ ) sebesar  $2.59 \cdot 10^{-12}$ , Fraksi massa CO sebesar  $2.87 \cdot 10^{-9}$  dan efisiensi pembakaran 93.8%.

#### **5.2. Saran**

Beberapa saran dan rekomendasi yang dapat diberikan dari penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

- Dapat dilakukan perbandingan hasil dengan menggunakan model komputasi yang lain untuk menguji akurasi hasil
- Untuk meningkatkan akurasi proses validasi, uji eksperimental perlu dilakukan untuk mendapatkan data real yang lebih akurat.



## DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Baukal, C.E, 2008. ***Industrial Burner Handbook***. CRC Press LLC : USA
- [2]. J. Lauber, T.-M. Guerra, M. Dambrine, 2011. ***Air-fuel ratio control in a gasoline engine***. International Journal of Systems Science, vol. 42, pp. 277-286,
- [3]. Kuo, K Kenneth. 2005. ***Principles of Combustion***. John Wiley
- [4]. Biarnes, Michael, 2013. ***Combustion Booklet***
- [5]. TSI Incorporated, 2004. ***An Overview of Measurement, Methods and Calculation used in Combustion Analysis***.
- [6]. Basu. Prabir, Kefa. Cen, Jestin. Louis, 2000. ***Boiler and Burner- Design and Theory***. Springer : New York
- [7]. R.E. Charles, J.L. Emdee, L.J. Muzio, and G.S. Samuelsen. 1986. ***The effect of inlet conditions on the performance and flowfield structure of a non-premixed swirl-stabilized distributed reaction***. 21st Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, PA, pp. 1455-1461
- [8]. R.H. Chen and J.F. Driscoll. ***The role of the recirculation vortex in improving fuel-air mixing within swirling flames***. 22nd Symposium (International) on Combustion, The Combustion Institute, Pittsburgh, pp. 531-54, 1988.
- [9]. Katz, D.L., and R.L.Lee. 1990. ***Natural Gas Engineering Production and Storage***, McGraw-Hill. Publishing Co: New York-USA
- [10]. B.Link, Martin dkk. 2006. ***Combustion Characteristics of Pressurized Swirling Spray Flame and Unsteady Two-Phase Exhaust Jet***. University of Maryland
- [11]. ***Energy Content of some Combustibles (in MJ/kg)***. People.hofstra.edu. Retrieved on January 08, 2016.
- [12]. Reis, L.C.B.S dkk, 2014. ***Numerical modeling of flow through an industrial burner orifice***. Journal of Applied Thermal Engineering

## LAMPIRAN A

### A.1 Perhitungan Gross Effisiensi Untuk Variasi Diameter 1.2 cm

Variasi	Tout	N2	O2	CO2	CH4	NOX	H2O	CO
1	1155.66	0.68996	1.03E-02	0.120534	5.34E-11	1.98E-05	0.118152	8.86E-09
1.1	1113.56	0.676717	1.67E-02	0.108621	4.65E-11	1.58E-05	0.117972	8.32E-09
1.2	1032.64	0.67707	3.43E-02	0.101006	3.36E-12	1.52E-05	0.117351	6.79E-09
1.3	1011.51	0.677258	4.73E-02	0.098574	2.70E-12	1.50E-05	0.118309	5.54E-09
1.4	1010.5	0.679594	5.26E-02	0.0875885	2.67E-12	1.45E-05	0.118486	4.87E-09

Cp	Wg	Q	CO	CO2	N2	O2	Cb	HHV	EFF
0.276315	12.93812	3058.983	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.943
0.274715	13.96055	3120.145	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.942
0.27164	15.16061	3017.183	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.944
0.270837	15.73284	3031.773	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.943
0.270799	17.52876	3372.581	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.937



## LAMPIRAN B

### B.1 Perhitungan Gross Effisiensi Untuk Variasi Diameter 0.9 cm

Variasi	Tout	N2	O2	CO2	CH4	NOX	H2O	CO
1	1221.85	0.691738	3.75E-02	0.124338	5.20E-11	2.80E-05	0.104385	7.86E-09
1.1	1196.62	0.682965	0.044579	0.113546	3.72E-11	1.95E-05	0.0847072	6.32E-09
1.2	1189.07	0.6724193	0.025077	0.109827	3.64E-12	1.76E-05	0.0924821	5.79E-09
1.3	1108.23	0.678046	0.036231	0.101277	3.20E-12	1.34E-05	0.0870336	5.54E-09
1.4	1057.33	0.6744301	0.052518	0.0922702	2.59E-12	1.23E-05	0.0826803	3.87E-09

Cp	Wg	Q	CO	CO2	N2	O2	Cb	HHV	EFF
0.27883	13.08957	3364.539	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.937
0.277872	14.06125	3503.292	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.935
0.277585	13.92109	3435.617	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.936
0.274513	15.18166	3368.347	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.937
0.272579	16.67961	3443.203	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.936

## LAMPIRAN C

### C.1 Perhitungan Gross Effisiensi Untuk Variasi Diameter 0.6 cm

Variasi	Tout	N2	O2	CO2	CH4	Nox	H2O	CO
1	1234.68	0.705021	0.014425	0.126998	4.54E-11	2.97E-05	0.01185037	6.86E-09
1.1	1230.21	0.688244	2.30E-02	0.1144525	3.07E-11	2.22E-05	0.118047	6.09E-09
1.2	1175.69	0.6794343	0.036705	0.1107081	3.32E-12	1.96E-05	0.0690142	3.68E-09
1.3	1125.11	0.6683825	0.048235	0.1052027	1.07E-12	1.42E-05	0.0653954	3.54E-09
1.4	1086.01	0.674395	0.05341	0.1018602	1.07E-12	1.36E-05	0.060895	2.87E-09

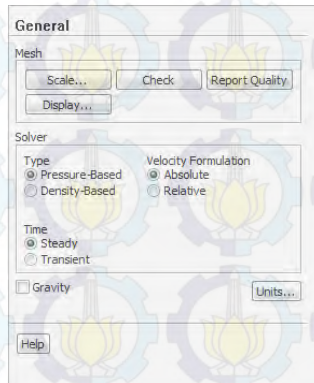
Cp	Wg	Q	CO	CO2	N2	O2	Cb	HHV	EFF
0.279318	12.69218	3313.582	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.938
0.279148	13.67529	3551.012	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.934
0.277076	14.15314	3434.018	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.936
0.275154	14.78524	3356.729	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.937
0.273668	15.38507	3309.421	28	44	28	32	0.75	53589.1	0.938



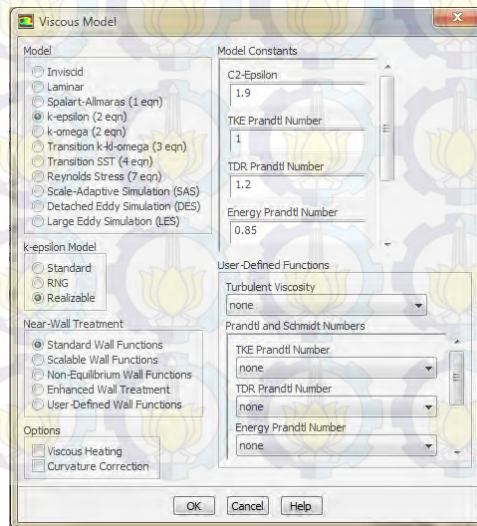
## LAMPIRAN D

### D.1 Langkah-Langkah Penyelesaian Dengan Menggunakan Fluent

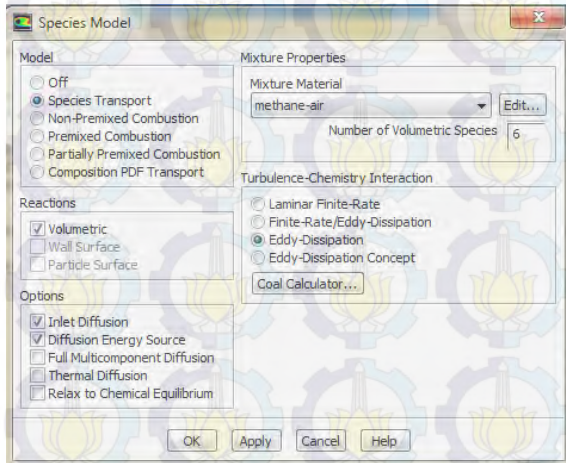
#### 1. Pendefinisian umum kondisi simulasi fluent



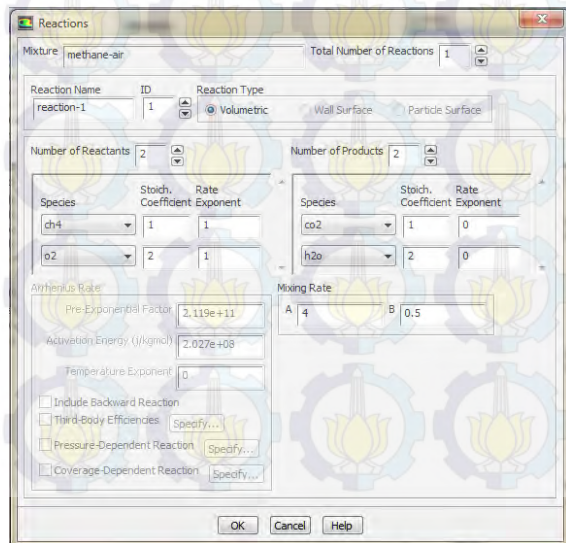
#### 2. Penentuan model turbulensi yang digunakan



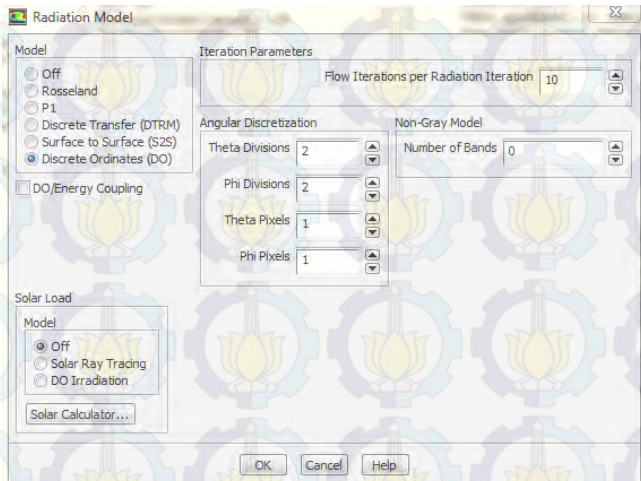
### 3. Penentuan model pembakaran yang digunakan



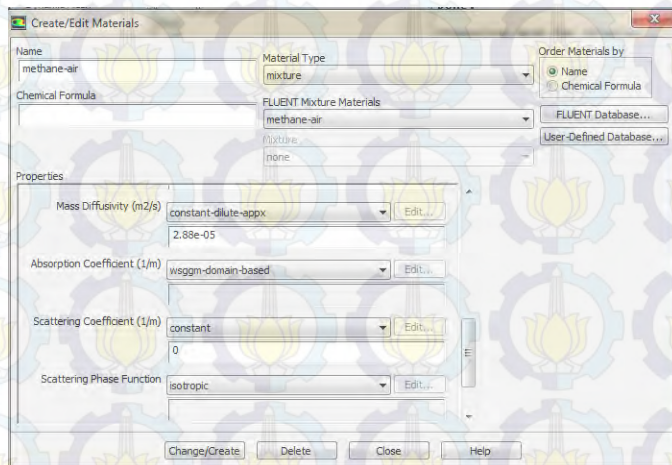
### 4. Penentuan reaksi pembakaran



## 5. Penentuan model radiasi yang digunakan




## 6. Penentuan koefisien absorpsi





## 7. Penentuan Velocity inlet pada bahan bakar



Velocity Inlet

Zone Name: gasinlet

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude (m/s): 2.357 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0 constant

Turbulence

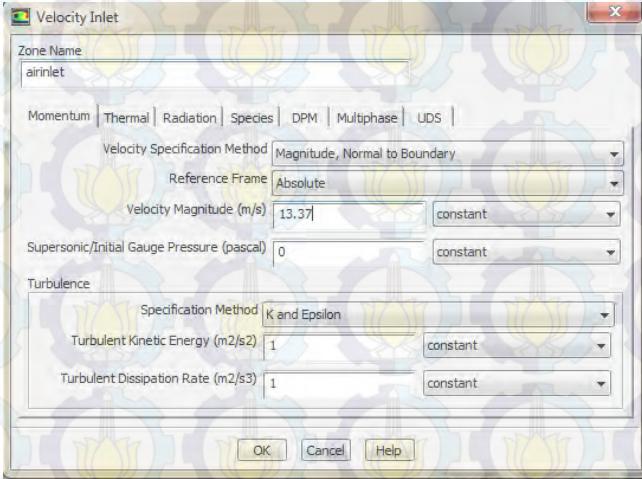
Specification Method: K and Epsilon

Turbulent Kinetic Energy (m2/s2): 1 constant

Turbulent Dissipation Rate (m2/s3): 1 constant

OK Cancel Help

## 8. Penentuan Velocity inlet pada udara



Velocity Inlet

Zone Name: airinlet

Momentum | Thermal | Radiation | Species | DPM | Multiphase | UDS

Velocity Specification Method: Magnitude, Normal to Boundary

Reference Frame: Absolute

Velocity Magnitude (m/s): 13.37 constant

Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal): 0 constant

Turbulence

Specification Method: K and Epsilon

Turbulent Kinetic Energy (m2/s2): 1 constant

Turbulent Dissipation Rate (m2/s3): 1 constant

OK Cancel Help



## 9. Penentuan outlet

The screenshot shows the 'Pressure Outlet' dialog box. The 'Zone Name' is 'outlet'. The 'Momentum' tab is selected. The 'Gauge Pressure (pascal)' is set to 0 with a 'constant' dropdown. The 'Backflow Direction Specification Method' is 'Normal to Boundary'. Under 'Turbulence', the 'Specification Method' is 'K and Epsilon'. The 'Backflow Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)' is 1 with a 'constant' dropdown. The 'Backflow Turbulent Dissipation Rate (m2/s3)' is 1 with a 'constant' dropdown. Buttons for 'OK', 'Cancel', and 'Help' are at the bottom.

Pressure Outlet

Zone Name  
outlet

Momentum Thermal Radiation Species DPM Multiphase UDS

Gauge Pressure (pascal) 0 constant

Backflow Direction Specification Method Normal to Boundary

☐ Radial Equilibrium Pressure Distribution  
☐ Average Pressure Specification  
☐ Target Mass Flow Rate

Turbulence

Specification Method K and Epsilon

Backflow Turbulent Kinetic Energy (m2/s2) 1 constant

Backflow Turbulent Dissipation Rate (m2/s3) 1 constant

OK Cancel Help

## 10. Penentuan Solution Method yang digunakan

The screenshot shows the 'Solution Methods' dialog box. Under 'Pressure-Velocity Coupling', the 'Scheme' is 'SIMPLE'. Under 'Spatial Discretization', 'Gradient' is 'Green-Gauss Node Based', 'Pressure' is 'Standard', 'Momentum' is 'Second Order Upwind', 'Turbulent Kinetic Energy' is 'Second Order Upwind', and 'Turbulent Dissipation Rate' is 'Second Order Upwind'. Under 'Transient Formulation', 'Non-Iterative Time Advancement', 'Frozen Flux Formulation', and 'Pseudo Transient' are unchecked. 'High Order Term Relaxation' and 'Set All Species Discretizations Together' are checked. There is an 'Options...' button next to 'High Order Term Relaxation'. A 'Default' button is at the bottom. A 'Help' button is at the very bottom.

Solution Methods

Pressure-Velocity Coupling

Scheme SIMPLE

Spatial Discretization

Gradient Green-Gauss Node Based

Pressure Standard

Momentum Second Order Upwind

Turbulent Kinetic Energy Second Order Upwind

Turbulent Dissipation Rate Second Order Upwind

Transient Formulation

☐ Non-Iterative Time Advancement  
☐ Frozen Flux Formulation  
☐ Pseudo Transient  
☒ High Order Term Relaxation Options...  
☒ Set All Species Discretizations Together

Default

Help

## 11. Penentuan Solution control yang digunakan

**Solution Controls**

Under-Relaxation Factors

Pressure  
0.3

Density  
0.6

Body Forces  
0.7

Momentum  
0.7

Turbulent Kinetic Energy  
0.5

Default

Equations... Limits... Advanced...

☐ Set All Species URFs Together

Help

## 12. Penentuan Solution Initialization

**Solution Initialization**

Initialization Methods

☐ Hybrid Initialization

☒ Standard Initialization

Compute from

Reference Frame

☒ Relative to Cell Zone

☐ Absolute

Initial Values

Gauge Pressure (pascal)

0

X Velocity (m/s)

0

Y Velocity (m/s)

0

Z Velocity (m/s)

0

Turbulent Kinetic Energy (m2/s2)

1

Turbulent Dissipation Rate (m2/s3)

1

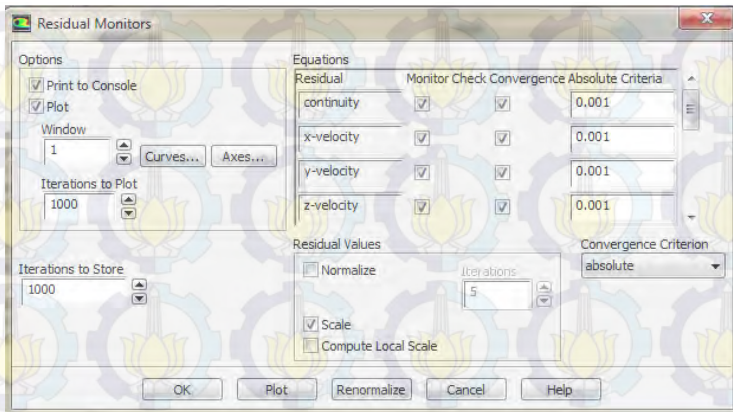
Initialize Reset Patch...

Reset DPM Sources Reset Statistics

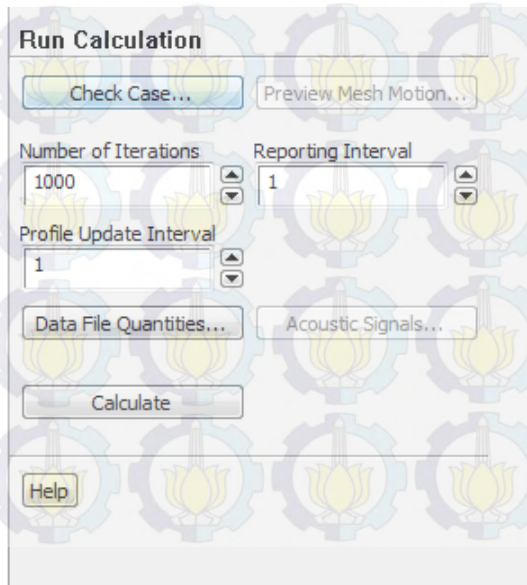
Help



### 13. Penentuan Residual Monitor yang digunakan

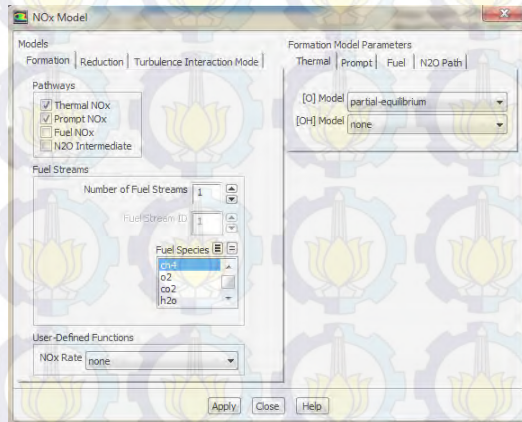


### 14. Penentuan jumlah iterasi yang digunakan

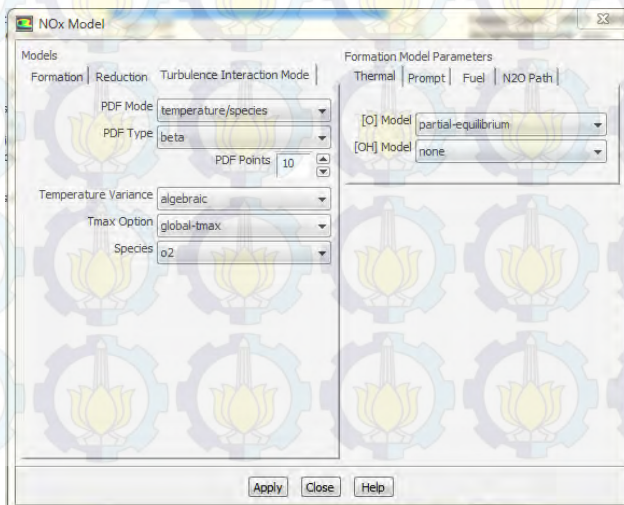


Setelah perhitungan iterasi untuk menyelesaikan persamaan panas dilakukan pemodelan NOx.

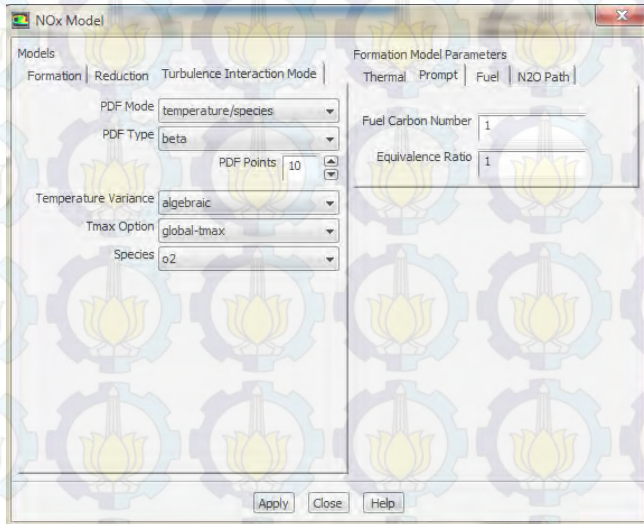
### 15. Penentuan model NOx yang digunakan



### 16. Turbulent interaction mode pada pembentukan Thermal NOx



## 17. Turbulent interaction mode pada pembentukan prompt NOx



## BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Jakarta, 10 Mei 1995. Penulis menempuh pendidikan di SDN 3 Pabean lulus tahun 2005, SMPN 4 Waru lulus tahun 2008, dan SMAN 1 Waru lulus tahun 2011. Pendidikan sarjana ditempuh di Jurusan Teknik Fisika ITS. Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis bergabung dalam organisasi kemahasiswaan HMTF selama periode 2012-2013 dalam bidang sosial masyarakat dan juga dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Islam (HMI) sebagai Ketua Komisariat Fisika Teknik pada periode 2014-2015. Bidang minat penulis adalah energi khususnya pembakaran. Semoga dengan adanya buku ini penulis berharap agar penelitian ini dapat bermanfaat untuk penelitian selanjutnya dan berdampak positif bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi di Indonesia. Penulis dapat dihubungi di email [aristio.rinaldi@gmail.com](mailto:aristio.rinaldi@gmail.com)